

**ESTUDIO DE UN TURBORREACTOR DE DOBLE FLUJO  
PARA LA IMPULSION DE VELEROS  
Y OTRAS POSIBLES APLICACIONES**

POR  
JACOBO VALDÉS PEDROSA  
CARLOS SÁNCHEZ TARIFA

## INTRODUCCION

En este trabajo se lleva a cabo el estudio de un turborreactor de doble flujo de muy pequeño tamaño, especialmente diseñado para la impulsión de veleros, pero que con ligeras modificaciones también podría adaptarse para otras aplicaciones de gran interés.

Se ha seleccionado este tipo de motor considerando que, además del interés positivo de la aplicación a que se destina, ya que el vuelo a vela tiene una gran popularidad y reconocida solera en nuestro país, habría de constituir el elemento de partida para el estudio y desarrollo de los motores de reacción de pequeño tamaño, cuyas aplicaciones son bien conocidas y de gran interés. Un turborreactor de muy pequeño tamaño destinado específicamente a la impulsión de veleros, puede ser en extremo sencillo; haciéndose posible la simplificación al máximo en el diseño y construcción de un motor de esta clase. Partiendo de esta primera y más sencilla aplicación, podrían derivarse de este motor, con ligeras modificaciones, turborreactores de doble flujo para la impulsión de rotores de helicópteros, y con modificaciones más importantes y acoplando un reductor también se podrían derivar de dicho motor turbinas de gas de pequeña potencia para múltiples aplicaciones, cuyo interés práctico es bien conocido.

Una gran ventaja de que el motor sea de muy pequeña potencia es que esto permitiría el ensayo por separado de sus elementos componentes: compresor, turbina y cámara de combustión, con los medios con que actualmente se cuenta, proporcionando una gran seguridad y economía en el proyecto y construcción del motor. Por otra parte, como posteriormente podrá verse, podrían obtenerse unas buenas características funcionales del motor, aun con temperaturas reducidas de combustión, lo que haría posible la utilización de materiales nacionales en la mayoría de los órganos del motor. Unido esto a la simplicidad con que podrían proyectarse todos los elementos auxiliares del motor, permite afirmar que su fabricación podría llevarse a cabo, sin grandes dificultades, totalmente en nuestro país.

*Selección de un sistema motopropulsor adecuado para servir  
como motor auxiliar de veleros.*

La práctica del vuelo a vela resulta hoy limitada por la necesidad de disponer de un quipo de tierra desproporcionadamente caro y complejo si se le compara con el propio velero.

En primer lugar, para elevar el velero hasta un punto en que pueda iniciar su vuelo a vela, se precisa remolcarlo, bien sea con un avión o con un torno hasta cierta altura, o bien, en campos colocados al borde de una ascendencia orográfica, lanzarlo con tirantes de goma a esta ascendencia. En segundo lugar, los vuelos de entrenamiento han de realizarse sin salir de esta ascendencia orográfica o buscando ascendencias térmicas en las proximidades de la base de partida, ya que los vuelos a través del campo sólo se autorizan, como es natural, a pilotos suficientemente entrenados y sólo en condiciones meteorológicas muy favorables, por el riesgo de que, por un error de pilotaje o por condiciones meteorológicas adversas, el velero se vea precisado a posarse fuera de un campo de vuelo con todos los inconvenientes y gastos que supone el envío de un equipo por tierra para su recuperación, aparte, naturalmente, del riesgo de averías, si el terreno donde el velero se ve obligado a posarse es algo accidentado o de bosques.

La posibilidad de efectuar excursiones o vuelos turísticos no existe, por las mismas razones y, en resumen, un piloto individual no puede practicar el vuelo a vela más que encuadrado en una organización importante y costosa, especialmente preparada para ese fin y que por cada hombre que vuele ha de mantener a varios más en tierra para las misiones de apoyo.

Un grupo motopropulsor auxiliar que permita al velero despegar por sus propios medios y le comunique una velocidad ascensional suficiente, aun en condiciones desfavorables, sin que impidiese al velero efectuar la misión fundamental para la que está concebido el vuelo a vela, con el que habrá de realizar la mayor parte de sus recorridos, contribuiría de forma fundamental a la difusión de este deporte de tanto arraigo en nuestro país, poniéndolo al alcance del mayor número de personas, facilitando el entrenamiento completo de nuestros pilotos y permitiendo una forma interesante y económica del turismo aéreo.

Para ser realmente útil un grupo motopropulsor auxiliar para veleros, habrá de satisfacer las dos condiciones siguientes:

1.<sup>a</sup> El grupo motopropulsor no habrá de afectar para nada las cualidades aerodinámicas del velero cuando no se utilice, por lo que habrá de ir en ese caso totalmente alojado en el interior del fuselaje, ocupando como máximo una sección frontal igual a la necesaria para el piloto.

2.<sup>a</sup> Su peso, incluyendo el del combustible, habrá de ser reducido. Se ha pensado en principio en estudiar un motor para un velero biplaza, en el que el grupo motopropulsor más el combustible sustituiría al pasajero y habría de tener un peso aproximado al de éste.

Otra tercera condición de gran importancia, teniendo en cuenta la misión a que se destina, será la siguiente :

3.<sup>a</sup> El motor habrá de ser económico, sencillo al máximo y de fácil entretenimiento.

Los anteriores requerimientos permiten seleccionar el sistema motopropulsor que pueda emplearse. Cualquier sistema con hélice deberá desecharse en virtud de la primera condición, pues aunque se ha empleado en alguna ocasión (velero Nelson-Hummingbird) resulta una solución en extremo complicada.

Eliminados por esto los motores alternativos, entramos en el campo de los motores de reacción. Los cohetes de combustible sólido solamente son apropiados como medio de despegue, y los de combustible líquido son peligrosos y difíciles de manejar, aparte de su elevado consumo. No es posible tampoco pensar en un estatorreactor, ya que solamente pueden funcionar con un rendimiento razonable a elevadas velocidades.

Quedan, pues, dos posibles sistemas: los pulsorreactores y los turborreactores y sus derivados.

Se ha pensado en la utilización de pulsorreactores como motor auxiliar de los veleros, citándose como apropiados el pulsorreactor inglés Saunderson, de 20 Kg de empuje, y el francés Ecrevisse, de 30 Kg. Las principales ventajas de estos motores son su poco peso y sencillez, y los inconvenientes su elevado consumo específico, el terrible ruido que producen durante su funcionamiento, las fuertes vibraciones a que da origen y, por último, su gran longitud, que exigiría grandes aberturas en el fuselaje para introducirlo en él cuando no esté en funcionamiento.

La solución que aquí va a considerarse es la de un pequeño turborreactor de doble flujo, especialmente diseñado para la misión a que se destina. Esta solución, además de ser más perfecta que la de un pulsorreactor, cumple la misión fundamental, como ya se indicó anteriormente, de poderse considerar como una base de partida para el proyecto y desarrollo de los turborreactores de pequeño tamaño en nuestro país.

Los turborreactores, por su reducido peso y tamaño, cumplen perfectamente los requerimientos primero y segundo. En cambio, parecen quedar fuera de la tercera condición, al ser máquinas costosas y complicadas. Ahora bien, esto es cierto cuando se tratase de un pequeño turborreactor «hecho a escala» de uno grande, con órganos semejantes dispuestos de forma análoga y con todos sus sistemas auxiliares de alimentación, engrase y regulación, etc.; pero es posible simplificar extraordinariamente esta clase de motores, beneficiándose de su pequeño tamaño, admitiendo que es suficiente que puedan funcionar con un único régimen y considerando como secundario el problema de su sección frontal y, en cierta manera, el del peso.

En efecto, si se estima en primera aproximación que el grupo motopropulsor auxiliar debe suministrar unos 60 Kg de empuje, se puede ver que la condición de que deba poder alojarse en el interior del fuselaje (una sección de aproximadamente 0,50 m<sup>2</sup>) introduce solamente una limitación

en la relación empuje/superficie frontal de  $120 \text{ Kg/m}^2$ , que es extraordinariamente baja si se la compara con los motores de reacción hoy en uso, incluso con los más pequeños con compresor centrífugo, ya que éstos rebasan todos los  $1.000 \text{ Kg/m}^2$ . Este amplio margen permite estudiar el tipo de los órganos del motopropulsor que se propone y su disposición relativa casi exclusivamente desde el punto de vista de la simplicidad y economía de su fabricación y entretenimiento, e incluso llegar a una solución en la arquitectura del motor que permita economizar una parte al menos del peso que resulte al diseñar los distintos elementos con una decidida orientación hacia la economía y sencillez de su producción. Por otra parte, y por lo que se refiere al peso, debe considerarse que aun en los turborretores de menor tamaño y más elevado peso, la relación peso/empuje no rebasa los  $0,40 \text{ Kg/Kg/e}$ , mientras que en un motor como el que se estudia podrían muy bien admitirse relaciones peso/empuje de  $0,50\text{-}0,60 \text{ Kg/Kg/e}$ , sin que el motor perdiese su utilidad.

Por otra parte, el turborreactor de doble flujo presenta grandes ventajas en comparación con el turborreactor normal de flujo único para el caso que se está considerando. Como es sabido, el turborreactor de doble flujo consiste en utilizar un compresor auxiliar de baja relación de compresión para lanzar un chorro adicional de aire, cuyo empuje se suma al producido por la corriente principal de gases (Fig. 1). Si la velocidad de este chorro de aire es inferior a la velocidad de salida de los gases de escape, se consigue disminuir en gran manera el consumo específico en la zona de velocidades de vuelo reducidas, a causa de que el rendimiento de la propulsión aumenta al accionarse en conjunto una mayor masa de gases con menor velocidad. Esta reducción del consumo específico fácilmente alcanza cifras del orden del 50 por 100 en el caso que se considera y, como se verá, esta disposición puede conseguirse sin complicar apenas el turborreactor y aumentando solamente en muy escasa proporción el peso del motor.

Esta disminución de consumo de combustible que proporciona el sistema en doble flujo, hace factible que puedan introducirse otros factores de gran importancia para la sencillez y economía del motor, pero que tienden a empeorar su consumo específico. Son éstos la adopción de temperaturas muy reducidas para la combustión, lo que permite la utilización de materiales más económicos, y el empleo de un sistema compresor-turbina de gran simplicidad, compresor centrífugo y turbina centrípeta, de peor rendimiento pero mucho más sencillo y fácil de fabricar que un sistema axil.

Por otra parte, la utilización de un sistema en doble flujo hace más sencilla la posibilidad ya indicada de derivar de este motor un turborreactor para la impulsión de rotores de helicópteros, llevando a las palas del rotor la doble corriente de gases y aire, esta última rodeando la primera; sistema que es uno de los que ofrece mayor interés para la impulsión de este tipo de aeronaves.

Otra ventaja del sistema en doble flujo consiste en la disminución de la potencia que consume el compresor principal para un mismo valor del

empuje, lo que implica mayores facilidades para el ensayo del mismo en la fase de prototipo; factor de gran importancia al considerar los medios de ensayo con que se cuenta en nuestro país. También puede incluirse entre las ventajas el que los gases calientes salgan rodeados de una capa de aire frío, a menor velocidad, lo que amortigua el sonido y simplifica el problema del aislamiento térmico en las estructuras de madera de los veleros.

### ESTUDIO TERMODINAMICO. ACTUACIONES.

El estudio termodinámico completo de los turborreactores de doble flujo en sus dos modalidades de compresores en serie y compresores independientes, así como la notación empleada y los resultados obtenidos, se incluyen en el apéndice.

En dichos cálculos se establecen las fórmulas del empuje  $E$ , impulso  $I$  y consumo específico  $C_e$ :

$$E = \frac{1}{g} (G_6 w_6 + G_7 w_7)$$

$$I = \frac{E}{G_6} = \frac{1}{g} \left( w_6 + \frac{1-\alpha}{\alpha} w_7 \right)$$

$$C_e = \frac{3600 C}{E} = \frac{3600}{r I}$$

en función de los parámetros que definen el motor y en función de la relación de gastos  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{G_6}{G_6 + G_7}$$

En estas fórmulas,  $G_6$  y  $w_6$  son el gasto en peso (Kg/seg) y la velocidad de salida (m/seg) del flujo primario, y  $G_7$  y  $w_7$  son las correspondientes magnitudes del flujo secundario.  $C$  es el consumo de combustible (Kg/seg), y  $r = G_6/C$  es la relación aire/combustible en peso.

Es sabido y confirma la teoría, que las curvas  $C_e = f(\alpha)$  tienen un mínimo, que fijan el valor óptimo ( $\alpha_{op}$ ) de la relación de gastos entre los flujos primario y secundario. La fórmula que proporciona este valor mínimo es en extremo complicada, por lo cual, para su determinación numérica es más sencillo dibujar por puntos las curvas  $C_e = f(\alpha)$ , las cuales suministran además una mayor información. Para los diferentes casos, que a continuación se indicarán, se calcularon y dibujaron estas funciones a partir del valor mínimo de  $\alpha(\alpha_m)$ , que hace posible el funcionamiento del motor, hasta el valor límite  $\alpha=1$ , que corresponde al caso en que todo el aire pase por la corriente primaria, es decir, que el motor funciona como un turborreactor normal de flujo único.

El caso de  $\alpha$  mínimo es cuando toda la potencia útil del turborreactor

se emplea en accionar el compresor auxiliar. Es un caso límite inaccesible, que se define por la condición  $w_e=0$ . Las curvas de consumo específico comprendidas entre  $\alpha_m$  y  $\alpha=1$  pasan todas por un mínimo, muy acusado. Comparando este consumo específico mínimo con el correspondiente al de  $\alpha=1$  puede observarse la ganancia en consumo específico que se obtiene con la disposición de doble flujo en comparación con el caso de turboreactor usual de flujo único. Esta ganancia fué superior al 50 por 100 en la mayoría de los casos que se consideraron.

Para calcular estas curvas se tomaron constantes en todos los casos los

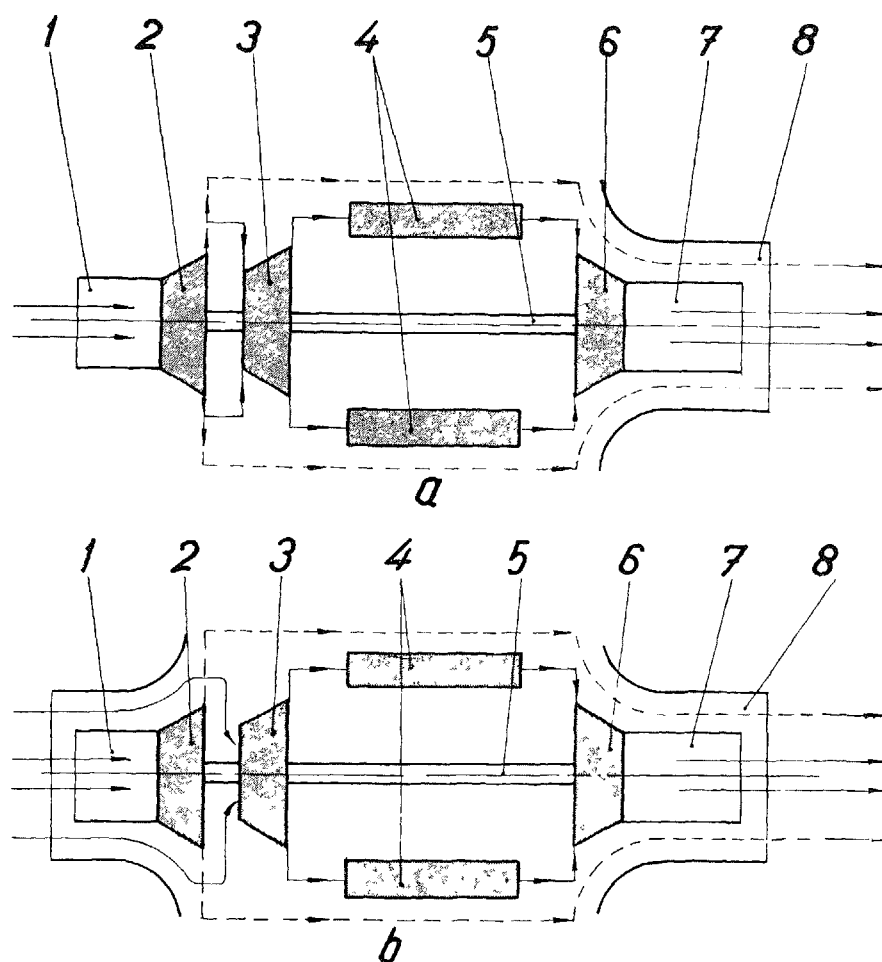


FIG. 1.—Esquema de un turboreactor de doble flujo. a) compresores en serie, y b) compresores independientes.

1. Tobera de entrada.—2. Compresor auxiliar de baja relación de compresión.  
3. Compresor principal.—4. Cámaras de combustión.—5. Árbol motor.—6. Turbina.—7. Tobera de salida de los gases de combustión.—8. Tobera de salida del aire tomado del primer compresor.

———— Flujo primario  
----- Flujo secundario

rendimientos de los compresores y turbinas, el rendimiento y la pérdida de presión en la cámara de combustión, el poder calorífico del combustible y los rendimientos de las dos toberas de salida.

Teniendo en cuenta que las velocidades de vuelo que pueden preverse han de ser muy reducidas, no se considera el caso de toma dinámica, tomando siempre como valor de la presión el correspondiente a las condiciones estáticas. Asimismo, los cálculos se desarrollaron al nivel del mar como caso más importante, aunque podrían efectuarse para otras alturas sin dificultad alguna.

Teniendo en cuenta la clase y posible tamaño de los compresores, turbinas y demás órganos del motor, y procurando estimar más bien valores conservativos, se fijaron los rendimientos y coeficientes de pérdidas siguientes:

Rendimiento adiabático del compresor auxiliar (de pequeña relación de compresión) ... ..	$\eta_{12}=0,80$
Rendimiento adiabático del compresor principal ... ..	$\eta_{23}=0,75$
Rendimiento adiabático de la turbina centrípeta ... ..	$\eta_{45}=0,75$
Rendimiento adiabático de la tobera de salida del flujo principal de gases ... ..	$\eta_{56}=0,95$
Rendimiento adiabático de la tobera de salida del flujo secundario ... ..	$\eta_{27}=0,95$
Pérdida de presión total en la cámara de combustión (dividida por la presión ambiente) ... ..	$\frac{P_{3t}-P_{4t}}{P_o}=0,15$
Rendimiento de la combustión ... ..	$\eta_{34}=0,95$

Para el poder calorífico del combustible y para las constantes físicas de los gases se tomaron los valores usuales siguientes:

Poder calorífico inferior del combustible ... ..	$L=10.300 \text{ Kcal/Kg.}$
Calor específico para el aire (antes de la combustión) ... ..	$C_{p(1-2-3-7)}=0,24 \text{ Kcal/Kg}^\circ \text{K.}$
Relación de calores específicos para el aire (antes de la combustión) ... ..	$\gamma=1,4$
Calor específico medio en la cámara de combustión ... ..	$C_{p(3-4)}=0,26 \text{ Kcal/Kg}^\circ \text{K.}$
Calor específico medio de los gases después de la combustión ... ..	$C_{p(4-6)}=0,7 \text{ Kcal/Kg}^\circ \text{K.}$
Relación de calores específicos de los gases después de la combustión ... ..	$\gamma=1,33.$
Constante de los gases ... ..	$R=29,27 \text{ Kgm/Kg}^\circ \text{K.}$

Las definiciones de los rendimientos y los pormenores de la notación de los mismos pueden verse en el apéndice.

Todos los valores anteriores se tomaron invariables en todos los casos. En cambio, se asignaron diferentes valores a las relaciones de compresión de los dos compresores y a las temperaturas de fin de combustión, a fin de seleccionar el mejor caso entre los que se obtienen en las diferentes combinaciones.



Para las relaciones de compresión del compresor principal se tomaron los valores :

$$\pi_{23}=2-2,4-2,8$$

sabiéndose que cuanto mayores sean, mejores son las actuaciones del motor, pero teniéndose en cuenta que, por otra parte, no pueden conseguirse relaciones de compresión elevadas con un compresor centrífugo de muy pequeño tamaño y que no son deseables valores altos de las potencias de los mismos.

Para el compresor auxiliar se sabe que para mejorar el consumo específico del motor su relación de compresión ha de ser pequeña en comparación con la del compresor principal, existiendo un valor óptimo para la misma. Así, pues, se escogieron los valores :

$$\pi_{12}=1,1-1,3-1,5$$

En cuanto a las temperaturas de combustión, y de acuerdo con lo expuesto en la Introducción, se seleccionaron tres valores reducidos para las mismas :

$$T_{4t}=600-650-700^{\circ}\text{C}$$

a fin de obtener el mínimo valor de ellas compatible con un buen funcionamiento del motor, con objeto de simplificar al máximo el problema de los materiales y abaratar el motor.

Como es natural, esta selección de valores de las relaciones de compresión y de las temperaturas de combustión fué precedida de unos estudios previos, que no se incluyen, considerando límites de variación más amplios para las mismas.

Así, pues, y sin fijar primeramente el valor del empuje, se calcularon y dibujaron las curvas :

$$\begin{matrix} C_e=f_1(\alpha) \\ I=f_2(\alpha) \end{matrix}$$

para los diferentes valores de los parámetros  $\pi_{23}$ ,  $\pi_{12}$  y  $T_{4t}$ . Teniendo en cuenta que hay tres parámetros y cada uno de ellos con tres valores, resultan 27 casos posibles. Estos 27 casos se desarrollaron por completo para la disposición con compresores en serie, y solamente se estudiaron nueve para la disposición con compresores independientes, habiéndose fijado para ello el valor  $\pi_{12}=1,1$ , que se estimó más favorable a la vista de los resultados anteriores.

Una vez determinadas estas curvas, se fijó el valor del empuje, y en función de él se calcularon los gastos de aire de las corrientes primarias y secundarias y las potencias de los dos compresores, datos estos últimos de gran interés con vistas a las posibilidades de ensayo de los mismos.

Teniendo en cuenta la aplicación del motor a un velero biplaza, en el que el grupo motopropulsor habrá de sustituir al pasajero, se estimó un

empuje de 60 Kg como un valor deseable para el mismo. Este empuje sería suficiente para el despegue y proporcionaría al velero velocidades de subida a 2 a 3 m/seg. Para la aplicación del motor a helicópteros no habría que fijar el valor del empuje, sino los gastos de aire y la relación de compresión  $\pi_{12}$ .

Por otra parte, los valores del empuje o de los gastos de aire, los cuales fijan el tamaño del motor, es una cuestión que puede estudiarse *a posteriori*, independiente del estudio termodinámico del motor y de la selección de su punto óptimo de diseño, que pueden efectuarse a partir de las curvas del consumo específico y del impulso.

Los cálculos citados fueron precedidos en todo caso de la determinación del  $\alpha$  mínimo, resultando el desarrollo de los mismos de considerable extensión. La formulación matemática de estos cálculos se expone a continuación, presentándose finalmente el resumen de los valores obtenidos en los extensos cálculos numéricos, así como las curvas que permiten apreciar de una forma satisfactoria las variaciones de las distintas características en función de los parámetros fundamentales.

## ANALISIS DE LOS RESULTADOS. SELECCION DE DATOS PARA UN PROYECTO

### 1. COMPRESORES EN SERIE.

De la observación de los cuadros y gráficos de impulsos y consumos específicos inmediatamente puede verse, como ya podría esperarse, que cuanto mayor sea la relación de compresión  $\pi_{23}$  del compresor principal, mejores son las actuaciones del motor, aumentando el impulso y disminuyendo los consumos específicos, que, por otra parte, presentan un mínimo más acusado. Valores altos de  $\pi_{23}$  quedan limitados, independientemente de la dificultad intrínseca de obtenerlos, por los grandes valores que alcanza la potencia del compresor, llegándose a cifras superiores a los 500 CV; potencias ya demasiado altas, que no permitirán el ensayo de los compresores sobre bancos con los medios de que se dispone. Por esta razón, valores superiores a 2,8 no parecen ser ya de orden práctico.

Cuanto más reducida sea la relación de compresión del compresor auxiliar, más pequeños son los consumos específicos, especialmente en la zona de los mínimos. Por el contrario, para  $\alpha=1$ , es decir, en el caso de turboreactor de flujo único, los consumos específicos aumentan a medida que se reduce  $\pi_{12}$ , a causa de la disminución de la relación de compresión global. Por tanto, valores pequeños de esta relación de compresión son en extremo beneficiosos para los turboreactores de doble flujo, proporcionando unos mínimos de consumo específico muy acentuados y aumentando en igual forma los impulsos, mientras que también decrecen rápidamente las poten-

cias de los dos compresores, factores todos ellos que mejoran notablemente las actuaciones del motor. No obstante, existe un factor que no permite se utilicen relaciones de compresión  $\pi_{12}$  demasiado bajas. Al disminuir  $\pi_{12}$ , los mínimos del consumo específico se presentan cada vez para valores más reducidos de  $\alpha$ , lo que produce el efecto de que el gasto de aire del compresor auxiliar aumente considerablemente. Esto da lugar a que aumente la relación peso/potencia del motor y también podría originar dificultades de proyecto de dicho compresor auxiliar. Por otra parte, al ser los mínimos del consumo específico y máximos del impulso muy acusados, errores ligeros en el valor de  $\alpha$  e incluso variaciones en el punto de funcionamiento por las condiciones exteriores podrían producir importantes cambios en las actuaciones del motor.

Por todas estas razones, no parecen aconsejables valores de  $\pi_{12}$  inferiores a 1,1.

Valores altos de la temperatura de fin de combustión disminuyen los consumos específicos, aunque en escasa proporción fuera de la zona de los mínimos, aumentando los impulsos y disminuyendo los gastos de aire y potencias de los dos compresores. Estos beneficios se notan muy acusadamente al pasar de 600° a 650° C, pero en mucha menor proporción al pasar de 650° a 700°, a causa de estar ya próximos a la zona de temperaturas óptimas de fin de combustión. Por esta razón, y considerando que cuanto más reducida sea la temperatura de combustión más sencillo será el problema de los materiales y más económico resultará el motor, se ha estimado como valor óptimo el de 650° C.

Considerando lo que acaba de expresarse, podría seleccionarse como más adecuado un turborreactor con las características y actuaciones siguientes :

*Turborreactor de doble flujo con compresores en serie*

Empuje ... ..	60 Kg.
Impulso ... ..	51,6 Kg/Kg/seg.
$\alpha$ óptimo ... ..	0,250
Consumo específico ... ..	0,914 Kg/hora/Kg/e.
Temperatura de combustión ... ..	650° C
Gasto de aire primario ( $G_6$ ) ... ..	1,16 Kg/seg.
Gasto de aire secundario ( $G_7$ ) ... ..	3,48 Kg/seg.
Relación de compresión del compresor principal ( $\pi_{23}$ ) ... ..	2,8
Potencia del compresor principal ... ..	209 CV.
Relación de compresión del compresor auxiliar ( $\pi_{12}$ ) ... ..	1,1
Potencia del compresor auxiliar ... ..	63 CV.
Consumo específico del mismo turborreactor, pero con disposición en flujo único ( $\alpha=1$ ) ... ..	1,48 Kg/hora/Kg.
Diferencia en % que representa este consumo específico en comparación con el de la disposición en doble flujo ... ..	57,6%

## 2. COMPRESORES INDEPENDIENTES.

La disposición con compresores independientes es siempre algo peor que la disposición con compresores en serie, ya que se disminuye la relación de compresión global del motor. No obstante, para valores reducidos de  $\pi_{12}$ , del orden de 1,1, que ya se han visto son los más convenientes, esta pérdida en actuaciones es de muy escasa cuantía, consiguiéndose a cambio una gran simplificación en la disposición estructural del motor. Se consideraron en consecuencia los nueve casos resultantes de tomar:  $\pi_{2,3}=2-2,4$  y 2,8 y  $T_{4t}=600-650$  y  $700^\circ\text{C}$ .

El análisis de los resultados es por completo equivalente al de compresores en serie, pudiendo considerarse como el turborreactor más conveniente el que resulta de tomar  $\pi_{12}=1,1$ ,  $\pi_{23}=2,8$  y  $T_{4t}=650^\circ\text{C}$ , resultando con las características y actuaciones siguientes:

Empuje ... ..	60 Kg.
Impulso ... ..	49,3 Kg/Kg/seg.
$\alpha$ óptimo ... ..	0,280
Consumo específico ... ..	0,976 Kg/hora/Kg.
Temperatura de combustión ... ..	650° C.
Gasto de aire primario ( $G_6$ ) ... ..	1,22 Kg/seg.
Gasto de aire secundario ( $G_7$ ) ... ..	3,14 Kg/seg.
Relación de compresión del compresor principal ( $\pi_{23}$ ) ... ..	2,8
Potencia del compresor principal ... ..	220 CV.
Relación de compresión del compresor auxiliar ( $\pi_{12}$ ) ... ..	1,1
Potencia del compresor auxiliar ... ..	43 CV.
Consumo específico del mismo turborreactor, pero con disposición en flujo único ( $\alpha=1$ ) ... ..	1,542
Diferencia en % que representa este consumo específico en comparación con el de la disposición en doble flujo ... ..	57,9%

Como vemos, se obtienen resultados muy similares, con algo peores características y con un consumo específico ligeramente más elevado. No obstante, esta solución puede ser preferible, ya que permite una disposición estructural mucho más sencilla que en el primer caso. En efecto, con la disposición de compresores en serie la corriente de aire del primer compresor, que por sus características de elevado gasto y baja relación de compresión habría de ser preferentemente de tipo axil, habría que recogerla en un colector y llevarla por una conducción a otro colector dispuesto concéntrico con la tobera de salida, para que el aire saliese rodeando esta última. En cambio, con la disposición de compresores independientes, resulta posible, como se verá en el párrafo siguiente, montar el compresor auxiliar, de tipo axil, directamente sobre la turbina centrípeta, evitándose todas las conducciones y colectores del caso anterior.

## DESCRIPCION DEL MOTOR

El motor estaría constituido fundamentalmente por un compresor centrífugo, una sola cámara de combustión situada oblicuamente a un costado del motor, una turbina centrípeta y un compresor axil para el flujo secundario, montado coaxilmente sobre la turbina.

Como resultado de la disposición de sus órganos y del tipo de éstos, el motor resultaría simple, corto y ligero, presentando en cambio una relativamente grande sección frontal para el empuje desarrollado, pero debe tenerse en cuenta que la sección frontal tiene muy escasa importancia en el tipo de empleo que se prevé para este motor.

Se ha elegido un compresor centrífugo como compresor principal, a causa de la sencillez de su fabricación y también atendiendo a la facilidad de acoplamiento que proporcionaría su evoluta de salida para derivar una cámara única de combustión dispuesta oblicuamente a un costado del motor. Debe considerarse además que, para pequeños gastos, la influencia desfavorable del número de Reynolds produce una disminución apreciable en los valores máximos del rendimiento que pueden alcanzarse con un compresor axil, acercándose al valor que puede obtenerse en un compresor centrífugo de pequeña relación de compresión.

La solución de cámara de combustión única dispuesta lateralmente sobre el motor es mucho más sencilla que la solución de disponer una cámara anular o diversas cámaras independientes concéntricas respecto al árbol motor. Aparte del ahorro que supone tener una única cámara de tipo tubular con un solo inyector, en vez de varias cámaras o de una cámara anular con varios inyectores, presenta también la ventaja que para este caso de un motor con pequeño gasto de aire resultaría mucho más fácil su puesta a punto, al funcionar el inyector único con mayor caudal de combustible y ser la cámara de mayor sección que en los otros casos. Por otra parte, la cámara podría disponerse en forma oblicua, reduciéndose en gran manera la longitud del árbol motor. Esta solución de una única cámara lateral ya ha sido empleada en algunas turbinas de gas de pequeño tamaño.

Al disponerse solamente una cámara de combustión no situada concéntricamente sobre el eje del motor, la solución de turbina centrípeta resulta casi obligada por la facilidad de acoplamiento que presenta su evoluta de entrada. La turbina centrípeta resulta, por otra parte, más fácil y económica de fabricar que una turbina axil y permite la solución de montar coaxilmente en ella el compresor secundario, aprovechando la diferencia de diámetros entre la entrada y la salida. Por último, el compresor del gasto secundario sería de tipo axil. Aparte de razones constructivas, su baja relación de compresión y su gasto elevado lo hacen perfectamente idóneo para dicha solución, resultando difícil la adaptación de otros tipos de compresores. Al montarlo sobre la turbina, las dos toberas para el gasto primario y el secundario resultarían concéntricas de una forma natural, quedando el

flujo de aire frío envolviendo el de aire caliente. La longitud de la tobera se reduce al mínimo con la consiguiente disminución de las pérdidas de presión.

El conjunto rotatorio iría soportado por dos rodamientos situados entre el compresor y la turbina que se apoyan en un cárter resistente que liga entre sí estos dos órganos, soporta las toberas y la cámara de combustión e incluye los puntos de fijación del motor. Este mismo cárter contendría el aceite con el que se lubrican los dos cojinetes por formación de niebla mediante un anillo unido al árbol que alcanza el nivel del aceite contenido en el cárter.

El sistema de alimentación de combustible estaría formado por una bomba centrífuga alimentada por gravedad, utilizando como único sistema de regulación una válvula de retorno de tarado variable.

Por último, el sistema de arranque sería a mano, accionándose el motor mediante un juego de engranajes hasta el régimen de arranque, utilizándose un magneto de lanzamiento para el encendido de los inyectores.

En cuanto a materiales, toda la parte fría del motor, con excepción del árbol motor, estaría constituida por aleaciones ligeras de aluminio. Por las reducidas temperaturas que se emplean en el motor, la cámara de combustión, turbina y tobera de salida podrían fabricarse con aceros inoxidables al cromo-níquel del tipo 18-8.

Interesa destacar la extremada sencillez del motor, sin cárter ni engranajes de mandos auxiliares, sin bomba de aceite y con un sistema de alimentación simplificado al máximo, todo lo cual haría que el motor fuera de fabricación económica y fácil de poner a punto.

Se ha efectuado un primer dimensionado en forma aproximada del motor, cuyos cálculos no se incluyen, resultando en principio con las características y actuaciones que se reseñan en el cuadro adjunto, incluyéndose también unos primeros planos del motor a escala natural, en los que pueden verse las dimensiones y la disposición estructural del mismo.

#### RECONOCIMIENTO.

Los autores desean expresar su gratitud al Excmo. Sr. D. Antonio Núñez Rodríguez quien, como Director de la Sección de Motores de Aviación del Instituto Nacional de Industria, ha permitido la presentación de este trabajo realizado en dicho Centro, y al ingeniero Sr. Olbrich por su colaboración en el primer diseño de este motor y los proyectos de una bomba centrífuga de diseño original.

## A P E N D I C E

## CARACTERISTICAS Y ACTUACIONES DEL MOTOR

**TIPO.**—Turborreactor de doble flujo con corrientes separadas y dos compresores aerodinámicamente independientes.

**COMPRESOR PRINCIPAL.**—Centrífugo de aleación ligera. Difusor de álabes perfilados y evoluta de salida. Relación de compresión, 2,8:1; gasto de aire, 1,22 Kg/seg; diámetro del rotor, 22 cm; potencia, 220 CV; trabajo específico, 13.500 m.

**CÁMARA DE COMBUSTIÓN.**—Tipo tubular, sistema Lucas, con un solo inyector tipo simplex. Montada oblicua y lateralmente sobre el motor. Tubo de llamas de acero inoxidable. Velocidad de entrada del aire, 25 m/seg; intensidad de combustión,  $29 \times 10^6$  Kcal/hora/m<sup>2</sup>/atm; temperatura de entrada del aire, 420° K; temperatura de salida de los gases, 923° K; diámetro interior medio, 16,2 cm; longitud, 36 cm.

**TURBINA.**—Centrípeta, de acero inoxidable. Evoluta de entrada y estator radial de álabes perfilados. Diámetro del rotor, 20,8 cm. Gasto de gases, 1,23 Kg/seg. Potencia, 265 CV; trabajo específico, 16.100 m. Tobera de salida coaxial con la del compresor auxiliar. Árbol motor montado sobre dos cojinetes, con la turbina y el compresor principal dispuestos en voladizo sobre el mismo.

**COMPRESOR AUXILIAR.**—Áxil de un solo escalón. Rotor montado sobre la parte posterior del rotor de la turbina. Estator montado sobre el cárter de la misma. Relación de compresión, 1,1:1; gasto de aire, 3,14 Kg/seg; diámetro del rotor, 22,3 cm; trabajo específico, 1.200 m.

**SISTEMAS ACCESORIOS.**—Bomba centrífuga de alimentación, calada directamente sobre el árbol motor. Válvula de retorno. Arranque a mano e ignición mediante magneto de lanzamiento. Lubricación directa de los cojinetes por niebla de aceite.



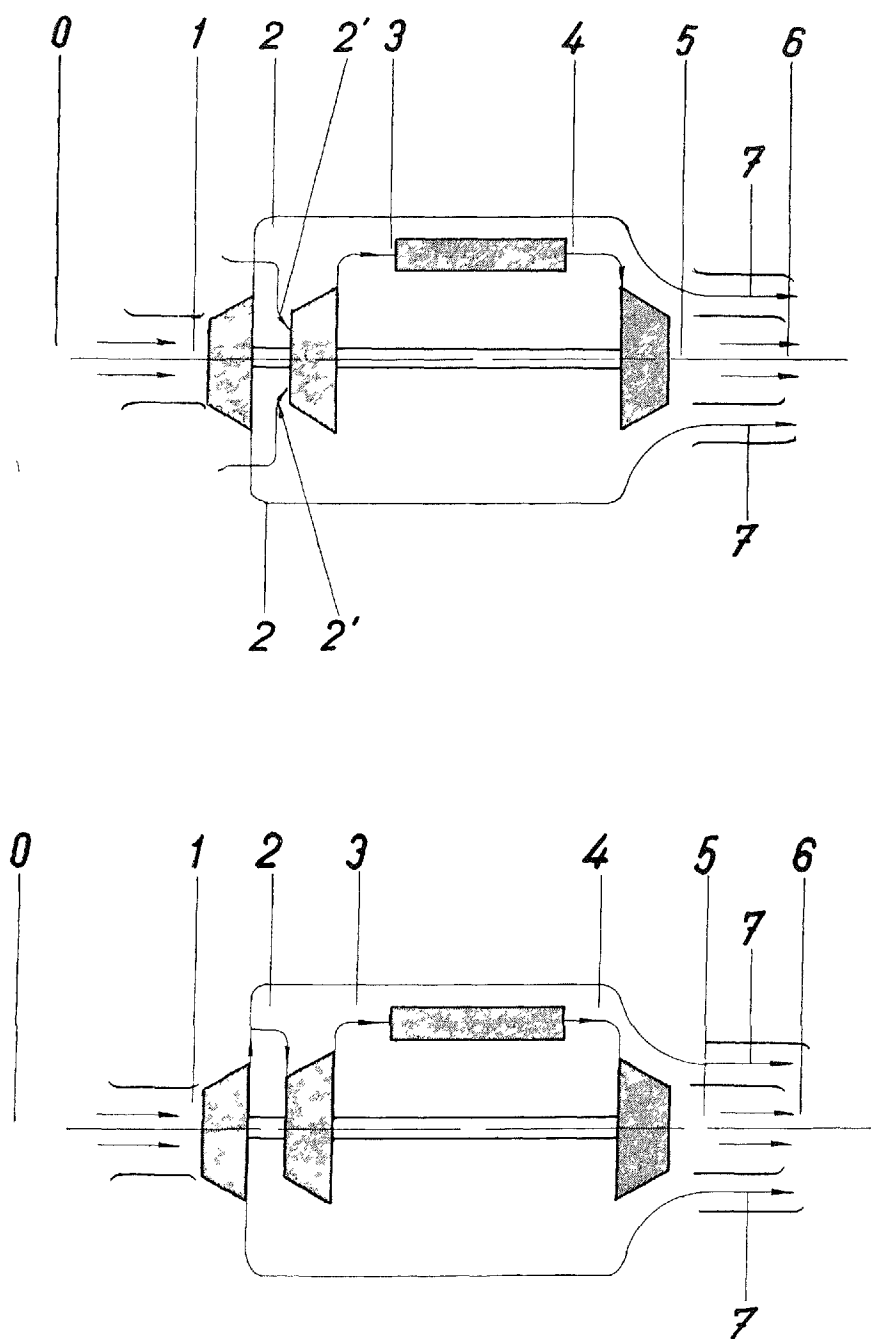


FIG 2 —Compresores en serie

## ACTUACIONES

Empuje máximo ... ..	60 Kg.
Régimen ... ..	32.500 r.p.m.
Consumo específico ... ..	0,976 Kg/hora/Kg de empuje.
Peso aproximado ... ..	40 Kg.

## NOTACION

Los subíndices utilizados se indican en la figura adjunta. Por uniformidad de notación se ha denominado 2' las condiciones en la entrada del compresor principal, aunque aerodinámicamente son las mismas que en la sección 1.

$P$  = Presión, Kg/m<sup>2</sup>.

$T$  = Temperatura estática, °K.

$G$  = Gasto en peso de aire, Kg/seg.

$G_6$  = Gasto del aire primario, Kg/seg.

$G_7$  = Gasto del aire secundario, Kg/seg.

$E$  = Empuje, Kg.

$I$  = Impulso =  $\frac{E}{G_6}$ , Kg/Kg/seg.

$\alpha$  = Relación de flujos =  $\frac{G_6}{G_6 + G_7}$

$C_e$  = Consumo específico, Kg/hora/Kg de empuje.

$t$  = Subíndice indicando condiciones totales o de remanso.

$$\pi_{ij(i=0)} = \frac{P_{it}}{P_{it}}$$

$$\pi_{oj} = \frac{P_{jt}}{P_o}$$

$$\tau_{ij} = Jc_p (T_{jt} - T_{it}).$$

$\eta_{ij}$  = Rendimiento adiabático entre  $i$  y  $j$ . En particular,  $\eta_{34}$  denotará el rendimiento de la combustión.

$r$  = Relación aire primario/combustible, Kcal/Kg.

$L$  = Poder calorífico inferior del combustible, Kcal/Kg.

$J$  = Equivalente mecánico del calor.

$C_D$  = Calor específico a presión constante, Kcal/Kg °K, exponente de las transformaciones isentrópicas.

$R$  = Constante de los gases, Kgm/seg °K.

## ESTUDIO TERMODINAMICO DE LOS TURBORREACTORES DE DOBLE FLUJO

### DATOS DE PARTIDA.

Se prefijan los valores (véanse págs. 7, 8 y 9 de la Memoria).

$$\eta_{12}=0,80; \quad \eta_{23}=0,75; \quad \eta_{45}=0,75; \quad \eta_{56}=0,95$$

$$\eta_{27}=0,95; \quad \pi_{o3}-\pi_{o4}=\frac{P_{3t}-P_{4t}}{P_o}=0,15; \quad \eta_{34}=0,95$$

$$L=10300 \text{ Kcal/Kg}; \quad c_{p1-2-3-7}=0,24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{K}; \quad c_{p3-4}=0,26; \\ c_{p4-6}=0,27; \quad \gamma_{1-2-3-7}=1,4; \quad \gamma_{4-6}=1,33; \quad R=29,27 \text{ Kgm/Kg } ^\circ\text{K}.$$

Se tomarán además los valores siguientes :

$$\left. \begin{array}{l} \pi_{12}=1,1, 1,3, 1,5 \\ \pi_{23}=2, 2,4, 2,8 \\ T_{4t}=873, 923, 973 \text{ } ^\circ\text{K} \end{array} \right\} \text{Valores nominales, es decir, para condiciones en sus respectivas} \\ \text{entradas de } T=288^\circ \text{ K y } P_o=1,033 \text{ Kg/cm}^2.$$

### HIPÓTESIS.

- a) Corriente unidimensional
- b) Régimen estacionario.
- c) Todos los procesos se considerarán adiabáticos.
- d) Se tomarán valores medios constantes de los calores específicos : uno para todas las fases en que evoluciona solamente aire ; otro para la combustión, y otro para los gases que se expansionan en la turbina y en la tobera de salida.
- e) Se efectuarán todos los cálculos tomando como condiciones exteriores las de la atmósfera tipo al nivel del mar y sin toma dinámica.

### TRABAJOS ESPECÍFICOS. COMPRESIÓN.

Los trabajos específicos de ambos compresores vienen dados por :

$$\tau_{12}=\frac{Jc_{p12}T_o}{\eta_{12}}\left(\frac{\frac{\gamma-1}{\gamma}}{\pi_{12}}-1\right) \quad [1]$$

$$\tau_{23}=\frac{Jc_{p23}T_o}{\eta_{23}}\left(\frac{\frac{\gamma-1}{\gamma}}{\pi_{23}}-1\right) \quad [2]$$

Con estas expresiones y a partir de los valores nominales de  $\pi_{12}$  y  $\pi_{23}$ , anteriormente indicados, se calcularán los trabajos específicos  $\tau_{12}$  y  $\tau_{23}$ . En

el caso de compresores en serie, las condiciones de entrada del segundo compresor no serán las nominales, variando según el valor que se tome para  $\pi_{12}$ . Se mantendrá el lógico criterio de considerar constantes los trabajos específicos y, por tanto, la relación de compresión en el segundo compresor vendrá dada por :

$$\pi'_{23} = \left[ \frac{\tau_{23}\eta_{23}}{Jc_{p23}} + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [3]^s (*)$$

habiéndose señalado con un acento ( $\pi'_{23}$ ) para indicar que no es la relación de compresión nominal  $\pi_{23}$ . En esta fórmula,  $T_{2t}$  viene dada por :

$$T_{2t} = T_o + \frac{\tau_{12}}{Jc_{p12}} \quad [4]$$

En cambio, en el caso de compresores independientes, las relaciones de compresión  $\pi_{12}$  y  $\pi_{23}$  (aquí denominada  $\pi_{2'3}$ ), conservan sus valores nominales, ya que ambos compresores aspiran directamente de la atmósfera.

La temperatura de entrada en la cámara de combustión viene dada por :

$$T_{3t} = T_{2t} + \frac{\tau_{12}}{Jc_{p23}} = T_o + \frac{\tau_{12}}{Jc_{p12}} + \frac{\tau_{23}}{Jc_{p23}} \quad (\text{Compresores en serie}). \quad [5]^s$$

y

$$T_{3t} = T_o + \frac{\tau_{2,3}}{Jc_{p13}} \quad (\text{Compresores independientes}). \quad [6]^i$$

#### COMBUSTIÓN.

Como es frecuente en esta clase de combustiones diluídas, para el cálculo de las condiciones finales se sustituye el proceso verdadero de combustión adiabática por un calentamiento exterior equivalente, obtenido a partir del poder calorífico inferior del combustible. La ecuación de combustión viene entonces dada por :

$$T_{4t} - T_{3t} = \frac{L}{rc_{p34}} \eta_{34} \quad [7]$$

La temperatura  $T_{4t}$  es un dato, y  $T_{3t}$  se obtiene mediante las expresiones [5] o [6], así que la ecuación [7] proporciona el valor de la relación aire/combustible  $r$ .

#### TURBINA.

Despreciando las pérdidas mecánicas en el árbol motor, la igualdad de

---

(\*) Las fórmulas únicamente aplicables al caso de compresores en serie se destacarán con la letra *s*, y las únicamente aplicables a los compresores independientes, con la letra *i*, como en el caso de las fórmulas [3]<sup>s</sup>, [5]<sup>s</sup> y [6]<sup>i</sup>.

potencias de la turbina y compresor, se expresan en el caso de compresores en serie :

$$G_6 c_{p15} (T_{4t} - T_{5t}) = G_6 c_{p23} (T_{3t} - T_{2t}) + (G_6 + G_7) c_{p12} (T_{2t} - T_o) \quad [8]$$

de la que se obtiene :

$$\tau_{5t} = \tau_{23} + \frac{1}{\alpha} \tau_{12} \quad [9]^s$$

En el caso de compresores independientes :

$$G_6 c_{p45} (T_{4t} - T_{5t}) = G_6 c_{p13} (T_{3t} - T_{2't}) + G_7 c_{p12} (T_{2t} - T_o) \quad [10]^i$$

dando :

$$\tau_{5t} = \tau_{2'3} + \left( \frac{1}{\alpha} - 1 \right) \tau_{12} \quad [11]^i$$

VELOCIDADES DE SALIDA.

La velocidad de salida del flujo primario viene dada por :

$$w_6 = \sqrt{2gJc_{p56}(T_{5t} - T_6)}$$

y con

$$T_6 = T_{5t} \left[ 1 - \eta_{56} \left( 1 - \frac{1}{\frac{\pi_{o5}}{\pi_{o4}} \frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]$$

resulta :

$$w_6 = \sqrt{2gJc_{p56}\eta_{56}T_{5t} \left( 1 - \frac{\pi_{o5}}{\pi_{o4}} \frac{1-\gamma}{\gamma} \right)} \quad [12]$$

en la que :

$$T_{5t} = T_{4t} - \frac{54}{Jc_{p45}} \quad [13]$$

$$\pi_{o5} = \frac{\pi_{o4}}{\pi_{54}} \quad [11] \quad \pi_{o4} = \pi_{12}\pi_{23} - 0,15 \quad [14]$$

y finalmente :

$$\pi_{54} = \left( 1 - \frac{\tau_{54}}{Jc_{p45}T_{4t}\eta_{45}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [15]$$

La velocidad de salida  $w_7$  del flujo secundario se obtiene directamente con la expresión :

$$w_7 = \sqrt{2gJc_{p27}(T_{2t} - T_7)} \quad [16]$$

o bien :

$$w_7 = \sqrt{2gJc_{p27}T_{2t}\eta_{27}\left(1 - \pi_{12}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)} \quad [17]$$

Todas estas fórmulas se aplican indistintamente en ambas disposiciones de los compresores.

#### EMPUJE, IMPULSO Y CONSUMO ESPECÍFICO.

En ambos casos vienen dados por :

$$E = \frac{1}{g}(G_6w_6 + G_7w_7) \quad [18]$$

$$I = \frac{1}{g}\left(w_6 + \frac{1-\alpha}{2}w_7\right) = \frac{E}{G_6} \quad [19]$$

$$r = \frac{L\eta_{34}}{c_{p34}(T_{4t} - T_{5t})} \quad [20]$$

$$C_e = \frac{3600}{r \cdot I} \quad [21]$$

#### DETERMINACIÓN DE LOS VALORES MÍNIMOS Y ÓPTIMOS DE $\alpha$ .

El valor mínimo de  $\alpha$  se alcanza cuando la suma de las potencias de los dos compresores es igual a energía utilizable de los gases procedentes de la combustión. Es un caso límite inaccesible y que se define por la condición  $w_6=0$ . Funcionando en esta forma, el turborreactor constituido por el flujo primario funcionaría como un motor de turbina cuya única misión sería proporcionar la potencia necesaria para el accionamiento del compresor axil, de cuyo flujo secundario procede todo el empuje del turborreactor.

De la condición  $w_6=0$  se derivan las siguientes condiciones :

$$T_6 = T_{5t} \quad [22]$$

$$\pi_{o5} = 1 \quad [23]$$

$$\pi_{o4} = \pi_{54} \quad [24]$$

Con estas condiciones puede despejarse el valor de  $\tau_{54}$  que corresponde al valor mínimo de  $\alpha$  para cada caso.

$$\tau_{54} = Jc_{p54}T_{46}\eta_{45}\left(1 - \frac{1}{\pi_{54}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) \quad [25]$$

Conocido el valor de  $\tau_{54}$ , el valor de  $\alpha$  se obtiene por las siguientes expresiones :

$$\alpha = \frac{\tau_{12}}{\tau_{45} - \tau_{23}} \quad [26]^s$$

$$\alpha = \frac{\tau_{12}}{\tau_{12} + \tau_{23} - \tau_{45}} \quad [27]^t$$

El valor óptimo de  $\alpha$  es el que hace mínimo el consumo específico. Expresando la condición  $\partial C_e / \partial \alpha = 0$  y poniendo  $C_e$  en función de  $\alpha$  y de los parámetros del ciclo se obtiene una ecuación para la determinación del valor de  $\alpha$  óptimo, comprobándose que dicha ecuación presentaba una solución única para el valor de  $\alpha$ . No obstante, la determinación del valor óptimo de  $\alpha$  por este método resulta en extremo laborioso, ya que la ecuación resultante es en extremo complicada. Resulta mucho más sencillo obtener los valores óptimos gráficamente mediante el trazado por puntos de las curvas  $w_6$  y  $\frac{1-\alpha}{\infty} w_7$ .

El valor mínimo del consumo específico  $C_e = 3600/r \cdot I$  corresponde al valor máximo del producto  $r \cdot I$ . Siendo  $r$  constante en función de  $\alpha$ ,  $C_e$  será mínimo cuando  $I$  sea máximo, o siendo

$$I = \frac{1}{g} \left( w_6 - \frac{1-\alpha}{\alpha} w_7 \right) \quad [28]$$

$C_e$  será mínimo cuando  $w_6 - \frac{1-\alpha}{\alpha} w_7$  sea máximo, lo que puede determinarse fácilmente sobre el gráfico.

## RESULTADOS FINALES

Los resultados de los cálculos desarrollados se agrupan y completan a continuación para el caso de un empuje de 60 Kg, presentándose primeramente 12 cuadros con todos los resultados correspondientes a los nueve casos con compresores en serie y tres con compresores independientes estudiados, y a continuación en 48 gráficos se representa la variación, en función de  $\alpha$  y para cada uno de los 12 casos considerados, de los consumos específicos  $C_e$ , impulsos  $I$ , gastos de aire primarios y secundarios ( $G_6$  y  $G_6 + G_7$  con compresores en serie y  $G_6$  y  $G_7$  con compresores independientes), empujes parciales  $E_6$  y  $E_7$  y potencia de los compresores  $P_{12}$  y  $P_{23}$ .

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

Compresores en serie

$$\begin{array}{l} \text{CASO} \quad \pi_{23n}=2,0 \quad W_7=123,7 \\ \quad \pi_{12}=1,1 \quad \tau_{12}=8638 \quad W_7 \cdot 0,102=12,6 \\ \quad \tau_{23}=1018 \end{array}$$

$$G_6=\frac{60}{I} \quad G_6+G_7=\frac{G_6}{\alpha} \quad E_7=0,102 W_7 G_7 \quad E_6=E-E_7 \quad P=\frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$		$T_{4t}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_e$	
Mínimo	{	0,302	600	29,2	2,05	6,79	4,74	59,7	0	92,1	236,1	1,609
		0,251	650	37,7	1,59	6,33	4,74	59,7	0	85,9	183,1	1,372
		0,215	700	46,2	1,30	6,05	4,75	59,8	0	82,1	149,7	1,223
Optimo	{	0,380	600	34,0	1,76	4,63	2,87	36,2	23,8	62,8	202,7	1,382
		0,290	650	42,5	1,41	4,86	3,45	43,5	16,5	65,9	162,3	1,217
		0,260	700	50,5	1,19	4,58	3,39	42,7	17,3	62,1	137,0	1,119
0,5		600	31,8	1,89	3,78	1,89	23,8	36,2	51,3	217,7	1,478	
		650	35,8	1,68	3,36	1,68	21,2	38,8	45,6	193,5	1,445	
		700	39,7	1,51	3,02	1,51	19,0	41,0	41,0	173,9	1,423	
0,7		600	27,9	2,15	3,07	0,92	11,6	48,4	41,6	247,6	1,685	
		650	32,0	1,87	2,67	0,80	10,1	49,9	36,2	215,4	1,616	
		700	35,3	1,70	2,43	0,73	9,2	50,8	33,0	195,8	1,601	
1		600	25,2	2,38	2,38	0	0	60,0	32,3	274,1	1,865	
		650	28,7	2,09	2,09	0	0	60,0	28,4	243,7	1,803	
		700	31,5	1,90	1,90	0	0	60,0	25,8	218,8	1,795	



GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores en serie*

$$\begin{array}{l} \text{CASO} \quad \pi_{23n}=2,0 \quad W_7=209,2 \quad W_7 \cdot 0,102=21,3 \\ \quad \pi_{12}=1,3 \quad \tau_{12}=2885 \\ \quad \tau_{23}=8638 \end{array}$$

$$G_6=\frac{60}{I} \quad G_6+G_7=\frac{G_6}{\alpha} \quad E_7=0,102 W_7 G_7 \quad E_6=E-E_7 \quad P=\frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$	$T_{4t}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_e$	
Mínimo ....	0,519	600	19,8	3,03	5,84	2,81	59,8	0	224,6	349,0	2,284
	0,456	650	25,4	2,36	5,18	2,82	60,0	0	199,2	271,8	1,971
	0,401	700	31,8	1,89	4,71	2,82	60,0	0	181,1	217,7	1,723
Optimo ....	0,670	600	29,0	2,07	3,09	1,02	21,7	38,3	118,8	238,4	1,560
	0,550	650	34,9	1,72	3,13	1,41	30,0	30,0	120,4	198,1	1,435
	0,490	700	40,1	1,49	3,04	1,55	33,0	27,0	116,9	171,6	1,367
0,7		600	28,9	2,08	2,97	0,89	18,9	41,1	114,2	239,5	1,565
		650	33,6	1,78	2,54	0,76	16,2	43,8	97,7	205,0	1,490
		700	37,9	1,58	2,26	0,68	14,5	45,5	86,9	182,0	1,446
1,0		600	26,9	2,23	2,23	0	0	60,0	85,8	256,8	1,681
		650	30,6	1,96	1,96	0	0	60,0	75,4	225,7	1,636
		700	33,7	1,78	1,78	0	0	60,0	68,5	205,0	1,626

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores en serie*

$$\begin{array}{llll} \text{CASO} & \pi_{23n}=2,0 & W_7=263,6 & W_7 \cdot 0,102=26,9 \\ & \pi_{12}=1,5 & \tau_{12}=4538 & \\ & & \tau_{23}=8638 & \end{array}$$

$$G_6=\frac{60}{I} \quad G_6+G_7=\frac{G_6}{\alpha} \quad E_7=0,102 W_7 G_7 \quad E_6=E-E_7 \quad P=\frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$	$T_{4r}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_s$	
Mínimo ....	0,616	600	16,7	3,59	5,83	2,24	60,2	0	352,8	413,5	2,612
	0,547	650	22,2	2,70	4,94	2,24	60,2	0	298,9	310,9	2,179
	0,493	700	27,6	2,17	4,40	2,23	60,0	0	266,2	249,9	1,927
Optimo ....	0,790	600	28,2	2,13	2,70	0,57	15,3	44,7	163,4	245,3	1,548
	0,690	650	33,8	1,77	2,56	0,79	21,2	38,8	154,9	203,8	1,431
	0,620	700	39,4	1,52	2,45	0,93	25,0	35,0	148,2	175,0	1,350
0,8		600	28,2	2,13	2,71	0,58	15,6	44,4	164,0	245,3	1,548
		650	33,4	1,80	2,25	0,45	12,1	47,9	136,1	207,3	1,449
		700	37,5	1,60	2,00	0,40	10,8	49,2	121,0	184,3	1,418
1,0		600	27,6	2,17	2,17	0	0	60,0	131,3	249,9	1,581
		650	31,8	1,89	1,89	0	0	60,0	114,4	217,7	1,521
		700	35,3	1,70	1,70	0	0	60,0	102,9	195,8	1,506

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores en serie*

$$\begin{array}{llll} \text{CASO} & \pi_{23n}=2,4 & W_7=123,7 & W_7 \cdot 0,102=12,6 \\ & \pi_{12}=1,1 & \tau_{12}=1018 & \\ & & \tau_{23}=11137 & \end{array}$$

$$G_6=\frac{60}{I} \quad G_6+G_7=\frac{G_6}{\alpha} \quad E_7=0,102 W_7 G_7 \quad E_6=E-E_7 \quad P=\frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$		$T_{4t}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_c$	
Mínimo ....	{	0,278	600	32,8	1,83	6,58	4,75	59,9	0	89,3	271,7	1,360
		0,226	650	43,2	1,39	6,15	4,76	60,0	0	83,4	206,4	1,143
		0,190	700	53,8	1,11	5,84	4,73	59,6	0	79,2	164,8	1,008
Óptimo ....	{	0,310	600	38,4	1,56	5,03	3,47	43,7	16,3	68,2	231,6	1,162
		0,270	650	48,1	1,25	4,63	3,38	42,6	17,4	62,8	185,6	1,027
		0,210	700	59,5	1,01	4,81	3,80	47,9	12,1	65,3	150,0	0,911
0,3		600	38,4	1,56	5,20	3,64	45,9	14,1	70,6	231,6	1,162	
		650	46,8	1,28	4,26	2,98	37,5	22,5	57,8	190,1	1,055	
		700	52,5	1,14	3,80	2,66	33,5	26,5	51,6	169,3	1,033	
0,6		600	32,1	1,87	3,12	1,25	15,7	44,3	42,3	277,7	1,390	
		650	36,3	1,65	2,75	1,10	13,9	46,1	37,3	245,0	1,360	
		700	40,1	1,49	2,48	0,99	12,5	47,5	33,6	221,2	1,350	
1		600	26,8	2,24	2,24	0	0	60,0	30,4	332,6	1,664	
		650	30,8	1,95	1,95	0	0	60,0	26,5	289,5	1,603	
		700	34,4	1,74	1,74	0	0	60,0	23,6	258,4	1,576	

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores en serie*

$$\begin{array}{llll} \text{CASO} & \pi_{23n}=2,4 & W_7=209,2 & W_7 \cdot 0,102=21,3 \\ & \pi_{12}=1,3 & \tau_{12}=2885 & \\ & & \tau_{23}=11137 & \end{array}$$

$$G_6=\frac{60}{I} \quad G_6+G_7=\frac{G_6}{\alpha} \quad E_7=0,102 W_7 G_7 \quad E_6=E-E_7 \quad P=\frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$	$T_{4t}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_e$	
Mínimo ....	0,513	600	20,2	2,97	5,79	2,82	60,0	0	222,6	441,0	2,121
	0,438	650	27,3	2,20	5,02	2,82	60,0	0	193,1	326,7	1,747
	0,382	700	34,5	1,74	4,55	2,81	59,8	0	175,0	258,3	1,519
Optimo ....	0,610	600	30,4	1,97	3,23	1,26	26,8	33,2	124,2	292,5	1,409
	0,530	650	36,7	1,63	3,07	1,44	30,7	29,3	118,1	242,0	1,239
	0,450	700	43,7	1,37	3,04	1,67	35,6	24,4	116,9	203,4	1,139
0,6	600	30,3	1,98	3,30	1,32	28,1	31,9	126,9	294,0	1,414	
	650	35,9	1,67	2,78	1,11	23,6	36,4	106,9	248,0	1,328	
	700	41,1	1,46	2,43	0,97	20,7	39,3	93,4	216,8	1,275	
1	600	27,1	2,21	2,21	0	0	60,0	85,0	323,2	1,582	
	650	31,7	1,86	1,86	0	0	60,0	71,5	276,2	1,504	
	700	35,4	1,69	1,69	0	0	60,0	65,0	250,9	1,480	

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores en serie*

$$\begin{aligned} \text{CASO} \quad \pi_{23n} &= 2,4 & W_7 &= 263,6 & W_7 \cdot 0,102 &= 26,9 \\ \pi_{12} &= 1,5 & \tau_{12} &= 4538 \\ \tau_{23} &= 11137 \end{aligned}$$

$$G_6 = \frac{60}{l} \quad G_6 + G_7 = \frac{G_6}{\sigma} \quad E_7 = 0,102 W_7 G_7 \quad E_6 = E - E_7 \quad P = \frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$	$T_{Al}$	$l$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_e$	
Mínimo ....	0,623	600	16,2	3,70	5,94	2,24	60,2	0	359,4	549,4	2,551
	0,544	650	22,5	2,67	4,91	2,24	60,2	0	297,1	396,5	2,049
	0,483	700	28,8	2,08	4,31	2,23	60,0	0	260,8	308,8	1,768
Optimo ....	0,800	600	27,7	2,17	2,71	0,54	14,5	44,5	164,0	322,2	1,492
	0,720	650	33,9	1,77	2,46	0,69	18,6	41,4	148,8	262,8	1,360
	0,590	700	40,4	1,48	2,51	1,03	27,7	32,3	151,9	219,8	1,260
0,7	600	26,5	2,26	3,23	0,97	26,1	33,9	195,4	335,6	1,559	
	650	33,9	1,77	2,53	0,76	20,4	39,6	153,1	262,8	1,360	
	700	39,9	1,50	2,14	0,64	17,2	42,8	129,5	222,7	1,276	
0,8	600	27,7	2,17	2,71	0,54	14,5	44,5	164,0	322,2	1,492	
	650	33,4	1,80	2,25	0,45	12,1	47,9	136,1	267,3	1,380	
	700	38,5	1,56	1,95	0,39	10,5	49,5	118,0	231,6	1,322	
1	600	27,5	2,18	2,18	0	0	60,0	131,9	323,7	1,503	
	650	32,1	1,87	1,87	0	0	60,0	113,1	277,7	1,436	
	700	36,2	1,66	1,66	0	0	60,0	100,4	246,5	1,407	

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores en serie*

$$\begin{array}{lll} \text{CASO} & \pi_{23n}=2,8 & W_7=123,7 \\ & \pi_{12}=1,1 & \tau_{12}=1018 \\ & & \tau_{23}=13498 \\ & & W_7 \cdot 0,102=12,6 \end{array}$$

$$G_6=\frac{60}{I} \quad G_6+G_7=\frac{G_6}{\alpha} \quad E_7=0,102 W_7 G_7 \quad E_6=E-E_7 \quad P=\frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$	$T_{4t}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_e$	
Mínimo ....	0,274	600	33,5	1,79	6,53	4,74	59,7	0	88,6	322,1	1,264
	0,216	650	45,8	1,31	6,06	4,75	59,8	0	82,2	235,8	1,030
	0,179	700	57,9	1,04	5,81	4,77	60,0	0	78,8	187,2	0,897
Óptimo ....	0,330	600	39,1	1,53	4,64	3,11	39,2	20,8	63,0	275,3	1,083
	0,250	650	51,6	1,16	4,64	3,48	43,9	16,1	63,0	208,7	0,914
	0,206	700	62,9	0,95	4,61	3,66	46,2	13,8	62,5	171,0	0,826
0,4	600	37,1	1,62	4,05	2,43	30,7	29,3	54,9	291,5	1,142	
	650	43,3	1,38	3,45	2,07	26,1	33,9	46,8	248,3	1,089	
	700	48,2	1,24	3,10	1,86	23,5	36,5	42,1	223,2	1,078	
0,7	600	30,2	1,99	2,84	0,85	10,7	49,3	38,5	358,1	1,402	
	650	35,5	1,69	2,41	0,72	9,1	50,9	32,7	304,1	1,328	
	700	39,3	1,53	2,18	0,65	8,2	51,8	29,6	275,3	1,322	
1	600	27,7	2,17	2,17	0	0	60,0	29,4	390,5	1,529	
	650	31,9	1,88	1,88	0	0	60,0	25,5	338,3	1,479	
	700	35,9	1,67	1,67	0	0	60,0	22,7	300,5	1,447	

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores en serie*

$$\begin{array}{l} \text{CASO} \quad \pi_{23n}=2,8 \quad W_7=209,2 \quad W_7 \cdot 0,102=21,3 \\ \quad \pi_{12}=1,3 \quad \tau_{12}=2885 \\ \quad \tau_{23}=13498 \end{array}$$

$$G_6 = \frac{60}{I} \quad G_6 + G_7 = \frac{G_6}{\alpha} \quad E_7 = 0,102 W_7 G_7 \quad E_6 = E - E_7 \quad P = \frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$	$T_{4t}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C$	
Mínimo ....	0,521	600	19,6	3,06	5,57	2,81	59,9	0	225,8	550,7	2,076
	0,436	650	27,5	2,18	5,00	2,82	60,0	0	192,3	392,3	1,653
	0,374	700	35,7	1,68	4,49	2,81	59,9	0	172,7	302,3	1,406
Optimo ....	0,660	600	28,9	2,08	3,15	1,07	22,8	37,2	121,1	374,3	1,407
	0,530	650	36,7	1,63	3,07	1,44	30,7	29,3	118,1	293,3	1,238
	0,440	700	45,0	1,33	3,02	1,69	36,0	24,0	116,1	239,4	1,116
0,6	600	28,7	2,09	3,48	1,39	29,6	30,4	133,8	376,1	1,417	
	650	36,5	1,64	2,73	1,09	23,2	36,8	105,0	295,1	1,245	
	700	42,2	1,42	2,37	0,95	20,2	39,8	91,1	255,5	1,190	
0,8	600	28,4	2,11	2,64	0,53	11,3	48,7	101,5	379,7	1,432	
	650	34,2	1,75	2,19	0,44	9,4	50,6	84,2	314,9	1,329	
	700	38,5	1,56	1,95	0,39	8,3	51,7	75,0	280,7	1,304	
1	600	26,8	2,24	2,24	0	0	60,0	36,1	403,1	1,518	
	650	31,8	1,89	1,89	0	0	60,0	72,7	340,1	1,430	
	700	36,1	1,66	1,66	0	0	60,0	63,8	298,7	1,391	

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores en serie*

$$\begin{array}{l} \text{CASO} \quad \pi_{23n}=2,8 \quad W_7=263,6 \\ \quad \quad \pi_{12}=1,5 \quad \tau_{12}=4538 \quad W_7 \cdot 0,102=26,9 \\ \quad \quad \quad \tau_{23}=13498 \end{array}$$

$$G_6=\frac{60}{I} \quad G_6+G_7=\frac{G_6}{\alpha} \quad E_7=0,102 W_7 G_7 \quad E_6=E-E_7 \quad P=\frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$	$T_{4t}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_e$	
Mínimo ....	0,644	600	14,9	4,03	6,26	2,23	60,0	0	378,8	725,3	2,626
	0,562	650	22,0	2,73	4,95	2,22	59,7	0	299,5	491,3	1,995
	0,483	700	28,7	2,09	4,33	2,24	60,2	0	262,0	376,1	1,697
Optimo ....	0,880	600	26,6	2,25	2,56	0,31	8,3	51,7	154,9	404,9	1,471
	0,730	650	33,2	1,81	2,48	0,67	18,0	42,0	150,1	325,7	1,322
	0,600	700	40,2	1,49	2,48	0,99	26,6	33,4	150,1	268,1	1,212
0,7	600	23,3	2,57	3,67	1,10	29,6	30,4	222,1	462,5	1,679	
	650	33,1	1,81	2,58	0,77	20,7	39,3	156,1	325,7	1,326	
	700	39,9	1,50	2,14	0,64	17,2	42,8	129,5	269,9	1,221	
0.8	600	26,0	2,31	2,89	0,58	15,6	44,4	174,9	415,7	1,505	
	650	33,0	1,82	2,27	0,45	12,1	47,9	137,3	327,5	1,330	
	700	38,2	1,57	1,96	0,39	10,5	49,5	118,6	282,5	1,275	
1	600	26,2	2,29	2,29	0	0	60,0	138,6	412,1	1,494	
	650	31,5	1,90	1,90	0	0	60,0	115,0	341,9	1,394	
	700	36,5	1,64	1,64	0	0	60,0	99,2	295,1	1,335	



GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E = 60 \text{ Kg}$$

*Compresores independientes*

$$\begin{array}{lcl} \text{CASO} & \pi_{23n} = 2,0 & W_7 = 123,7 \\ & \pi_{12} = 1,1 & \tau_{12} = 8638 \\ & & \tau_{23} = 1018 \end{array} \quad W_7 \cdot 0,102 = 12,6$$

$$G_6 = \frac{60}{I} \quad G_6 + G_7 = \frac{G_6}{\alpha} \quad E_7 = 0,102 W_7 G_7 \quad E_6 = E - E_7 \quad P = \frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$		$T_{4t}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_e$	
Mínimo ....	{	0,328	600	25,9	2,32	7,07	4,75	59,8	0	64,4	267,2	1,856
		0,274	650	33,4	1,80	6,57	4,77	60,1	0	64,7	207,3	1,583
		0,235	700	41,0	1,46	6,21	4,75	59,8	0	64,4	168,1	1,407
Optimo ....	{	0,400	600	30,7	1,95	4,87	2,92	36,8	23,2	39,6	224,6	1,566
		0,350	650	37,8	1,59	4,54	2,95	37,2	22,8	40,0	183,1	1,399
		0,310	700	43,3	1,39	4,48	3,09	38,9	21,1	41,9	160,1	1,332
0,4		600	30,7	1,95	4,87	2,92	36,8	23,2	39,6	224,6	1,566	
		650	36,7	1,63	4,07	2,44	30,7	29,3	33,1	187,7	1,440	
		700	40,7	1,47	3,67	2,20	27,7	32,3	29,8	169,3	1,417	
0,6		600	27,2	2,20	3,67	1,47	18,5	41,5	19,9	253,4	1,767	
		650	31,8	1,89	3,15	1,26	15,9	44,1	17,1	217,7	1,663	
		700	34,8	1,72	2,87	1,15	14,5	45,5	15,6	198,1	1,658	
1		600	23,5	2,55	2,55	0	0	60,0	0	293,7	2,045	
		650	26,8	2,24	2,24	0	0	60,0	0	258,0	1,973	
		700	29,4	2,04	2,04	0	0	60,0	0	234,9	1,963	

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E = 60 \text{ Kg}$$

*Compresores independientes*

$$\begin{array}{llll} \text{CASO} & \pi_{23n} = 2,4 & W_7 = 123,7 & W_7 \cdot 0,102 = 12,6 \\ & \pi_{12} = 1,1 & \tau_{12} = 1018 & \\ & & \tau_{23} = 11137 & \end{array}$$

$$G_6 = \frac{60}{I} \quad G_6 + G_7 = \frac{G_6}{\gamma} \quad E_7 = 0,102 W_7 G_7 \quad E_6 = E - E_7 \quad P = \frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$	$T_{4t}$	$l$	$G_6$	$G_6 + G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_e$	
Mínimo ....	0,287	600	31,3	1,92	6,69	4,77	60,1	0	64,7	285,1	1,447
	0,235	650	41,1	1,46	6,21	4,75	59,8	0	64,4	216,8	1,225
	0,199	700	50,8	1,18	5,93	4,75	59,8	0	64,4	175,2	1,085
Optimo ....	0,340	600	37,9	1,58	4,65	3,07	38,7	21,3	41,6	234,6	1,202
	0,290	650	46,2	1,30	4,48	3,18	40,0	20,0	43,1	193,0	1,090
	0,240	700	54,9	1,09	4,54	3,45	43,5	16,5	46,8	161,8	1,004
0,3	600	35,4	1,69	5,63	3,94	49,6	10,4	53,4	250,9	1,287	
	650	45,9	1,31	4,37	3,06	38,5	21,5	41,5	194,5	1,097	
	700	50,9	1,18	3,93	2,75	34,6	25,4	37,3	175,2	1,083	
0,6	600	30,8	1,95	3,25	1,30	16,4	43,6	17,6	289,5	1,480	
	650	35,5	1,69	2,82	1,13	14,2	45,8	15,3	250,9	1,418	
	700	39,0	1,54	2,57	1,03	13,0	47,0	14,0	228,7	1,413	
1	600	26,0	2,31	2,31	0	0	60,0	0	343,0	1,753	
	650	30,1	1,99	1,99	0	0	60,0	0	295,5	1,675	
	700	33,4	1,80	1,80	0	0	60,0	0	267,3	1,651	

GASTOS DE AIRE, EMPUJES PARCIALES Y POTENCIAS  
DE LOS COMPRESORES PARA UN EMPUJE TOTAL

$$E=60 \text{ Kg}$$

*Compresores independientes*

$$\begin{aligned} \text{CASO} \quad \pi_{23n} &= 2,8 & W_7 &= 123,7 & W_7 \cdot 0,102 &= 12,6 \\ \pi_{12} &= 1,1 & \tau_{12} &= 1018 \\ & & \tau_{23} &= 13498 \end{aligned}$$

$$G_6 = \frac{60}{I} \quad G_6 + G_7 = \frac{G_6}{\alpha} \quad E_7 = 0,102 W_7 G_7 \quad E_6 = E - E_7 \quad P = \frac{\tau \cdot G}{75}$$

$\alpha$		$T_{4i}$	$I$	$G_6$	$G_6+G_7$	$G_7$	$E_7$	$E_6$	$P_{12}$	$P_{23}$	$C_s$	
Mínimo ....	{	0,271	600	33,9	1,77	6,53	4,76	60,0	0	64,6	318,5	1,279
		0,217	650	45,5	1,32	6,08	4,76	60,0	0	64,6	237,6	1,058
		0,181	700	57,1	1,05	5,80	4,75	59,8	0	64,5	189,0	0,927
Optimo ....	{	0,340	600	39,8	1,51	4,44	2,93	36,9	23,1	39,8	271,7	1,090
		0,280	650	49,3	1,22	4,36	3,14	39,6	20,4	42,6	219,6	0,976
		0,220	700	59,0	1,02	4,64	3,62	45,6	14,4	49,1	183,6	0,897
0,3		600	38,5	1,56	5,20	3,64	45,9	14,1	49,4	280,7	1,127	
		650	48,6	1,23	4,10	2,87	36,1	23,9	38,9	221,4	0,990	
		700	53,9	1,11	3,70	2,59	32,6	27,4	35,1	199,8	0,982	
0,6		600	32,3	1,86	3,10	1,24	15,6	44,4	16,8	334,7	1,343	
		650	37,1	1,62	2,70	1,08	13,6	46,4	14,6	291,5	1,297	
		700	40,4	1,48	2,47	0,99	12,5	47,5	13,4	266,3	1,310	
1		600	27,0	2,22	2,22	0	0	60,0	0	399,5	1,606	
		650	31,2	1,92	1,92	0	0	60,0	0	345,5	1,542	
		700	35,3	1,70	1,70	0	0	60,0	0	305,9	009'1	

$C_e \text{ Kg/Kgc/h Isg.}$

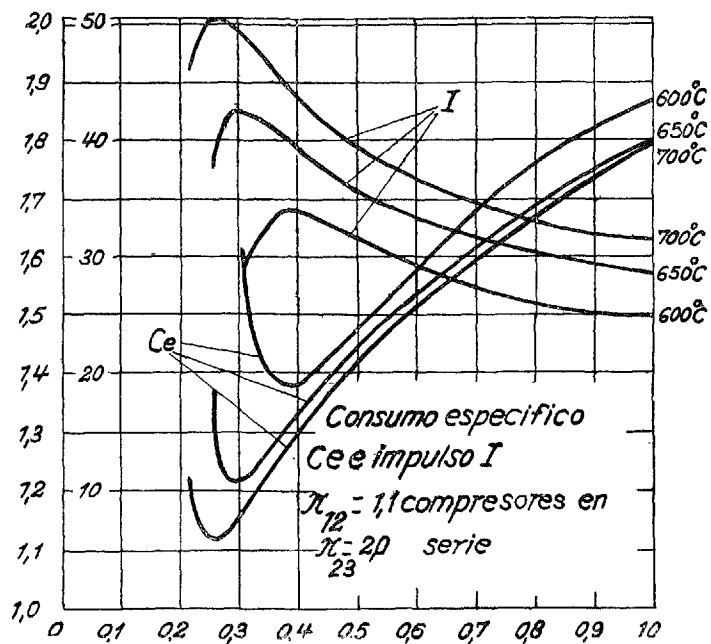


FIG. 3

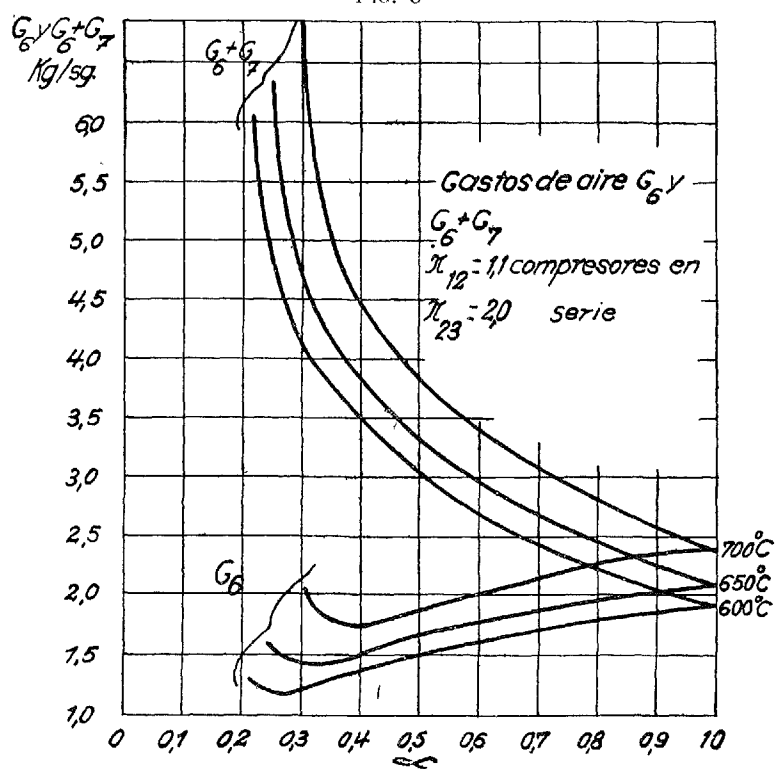


FIG. 4

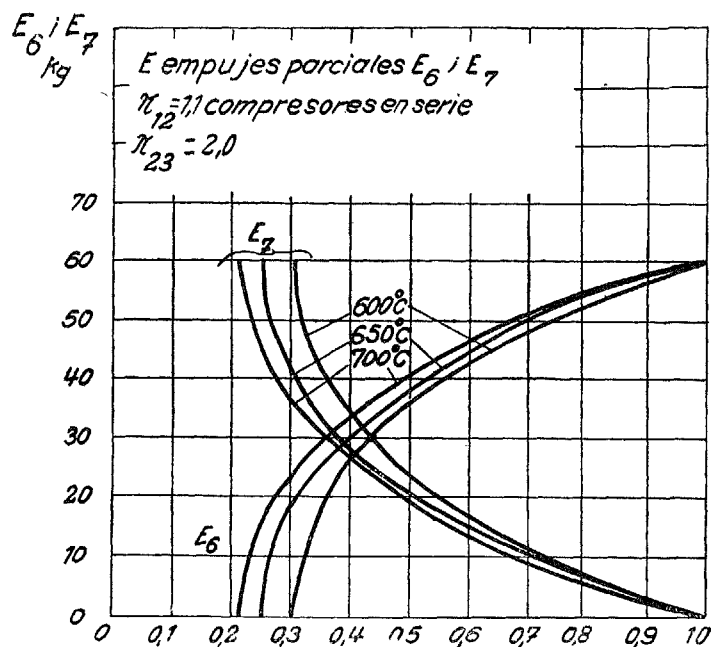


FIG. 5

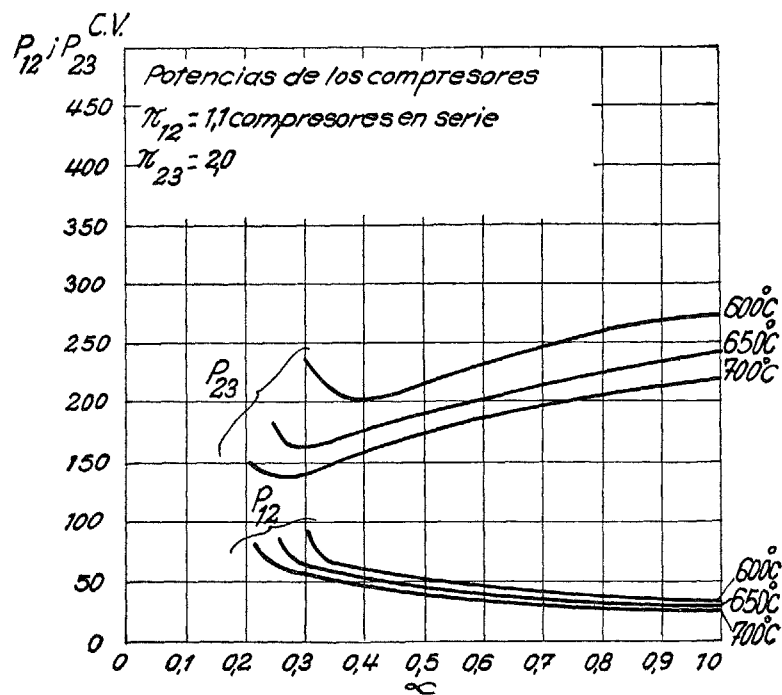


FIG. 6

$C_e \text{ Kg/Kgc/h}$

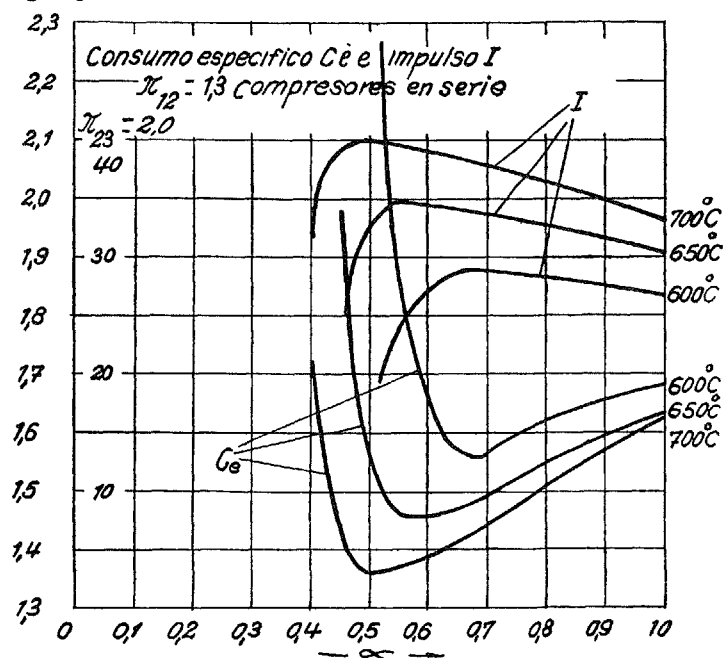


FIG. 7

$G_6 \text{ y } G_6 + G_7 \text{ Kg/sg}$

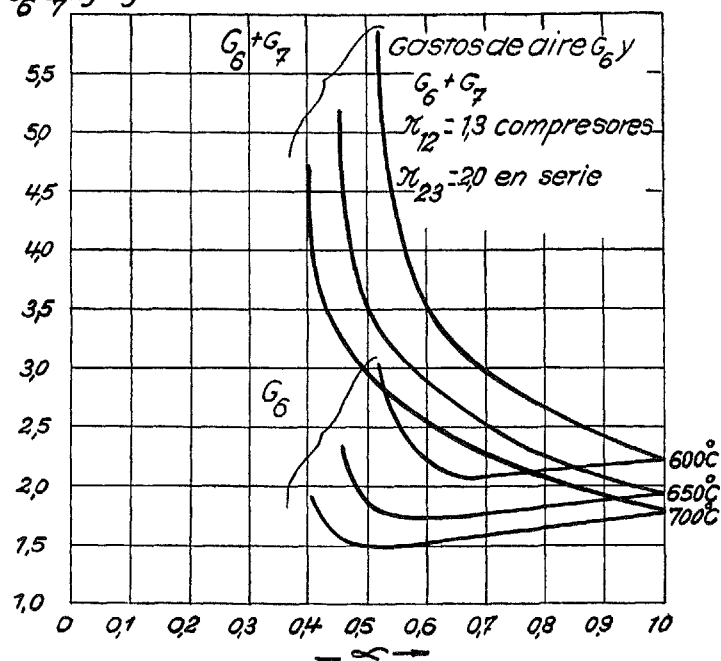


FIG. 8

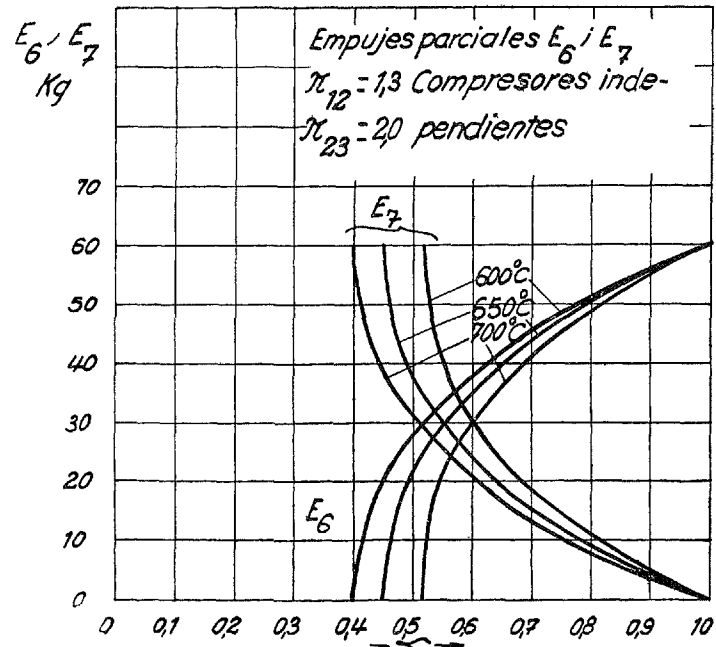


FIG. 9

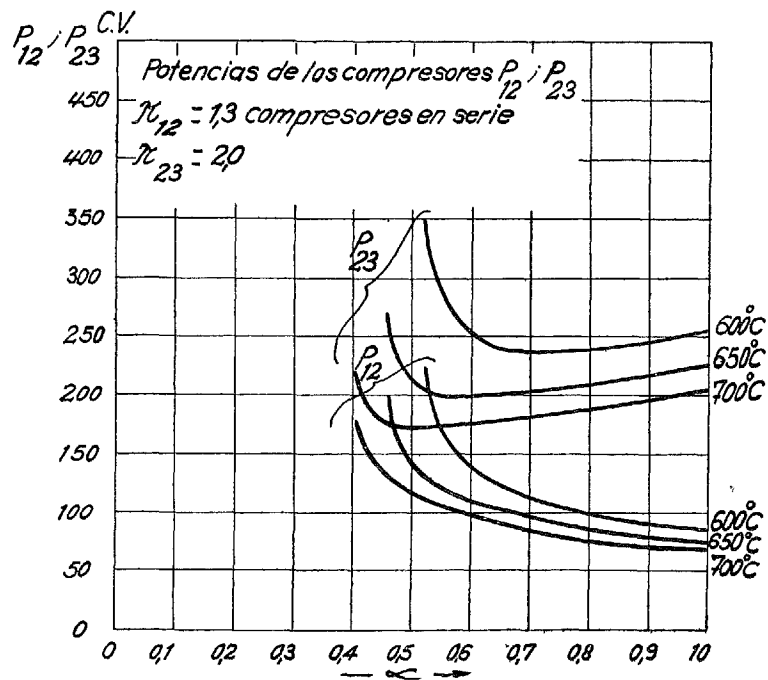


FIG. 10

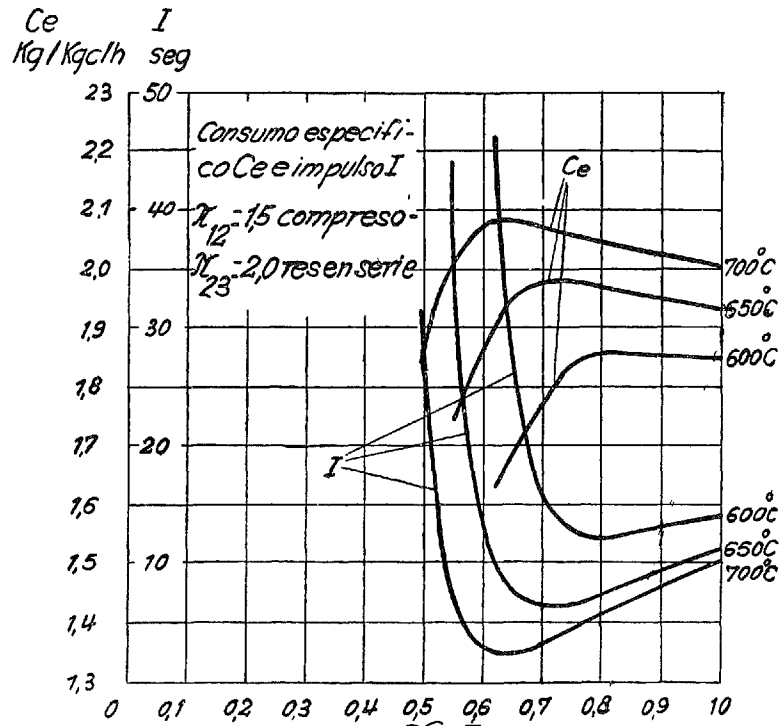


FIG. 11

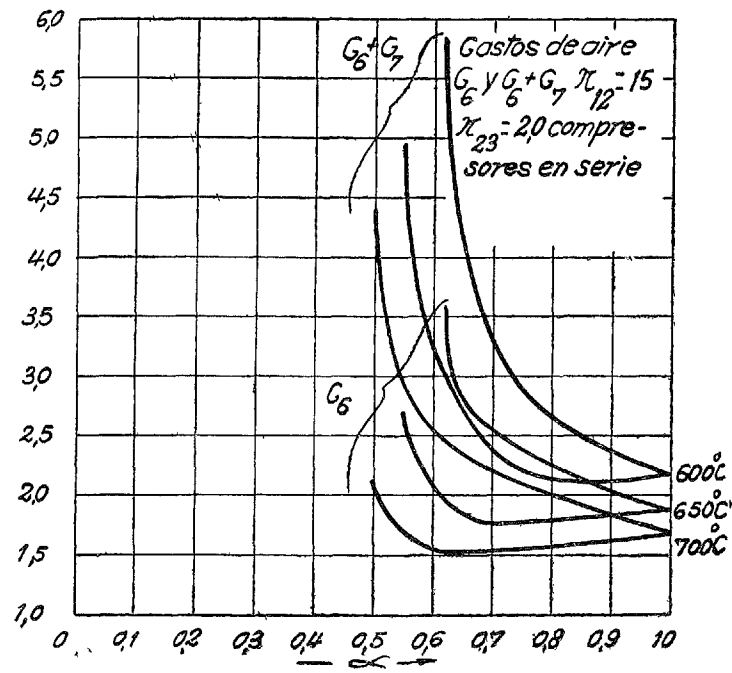


FIG. 12



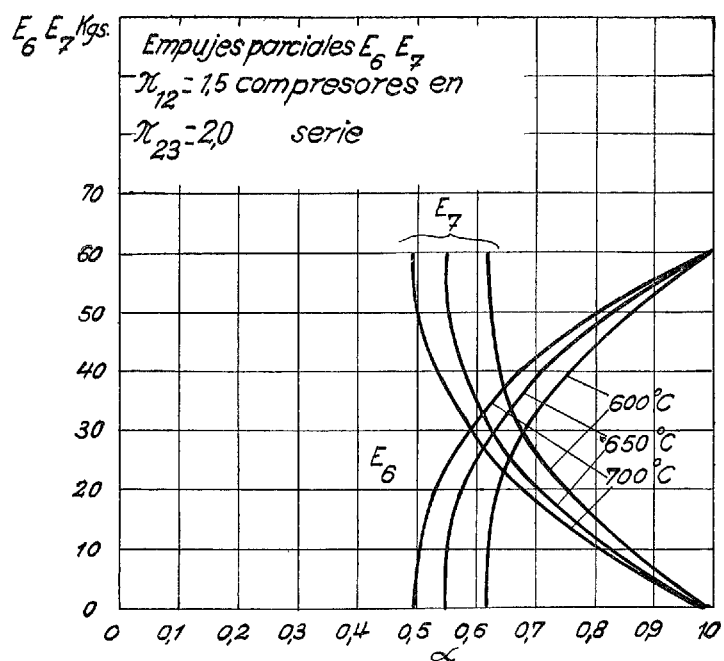


FIG. 13

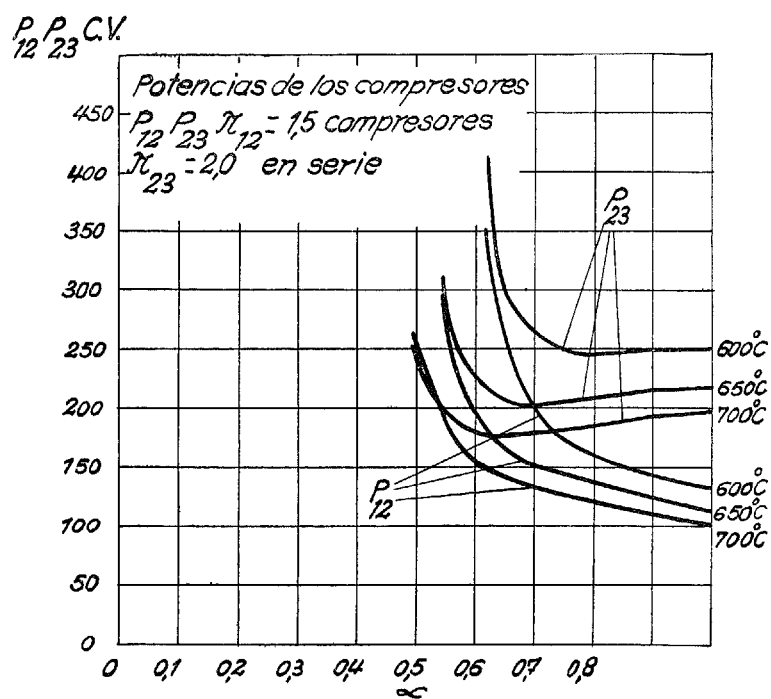


FIG. 14

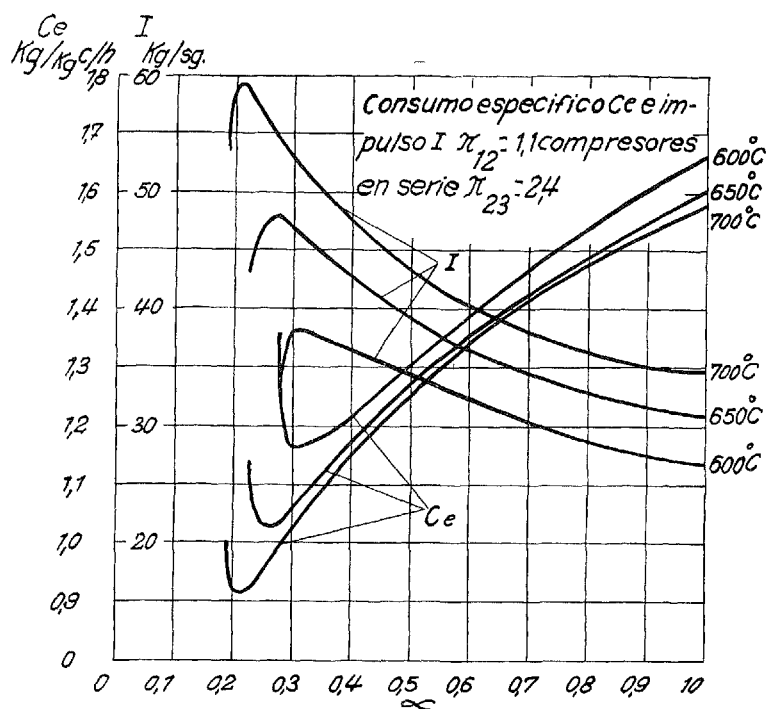


FIG. 15

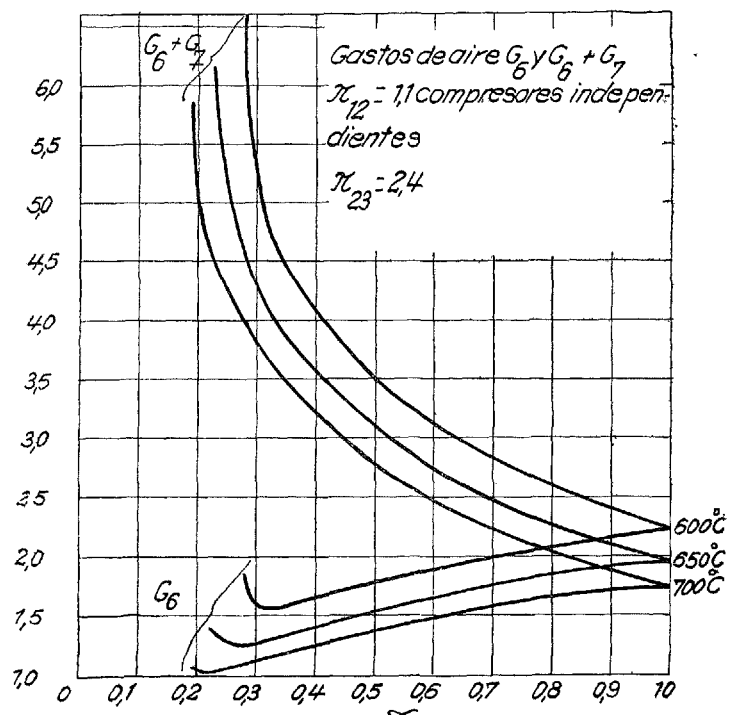


FIG. 16

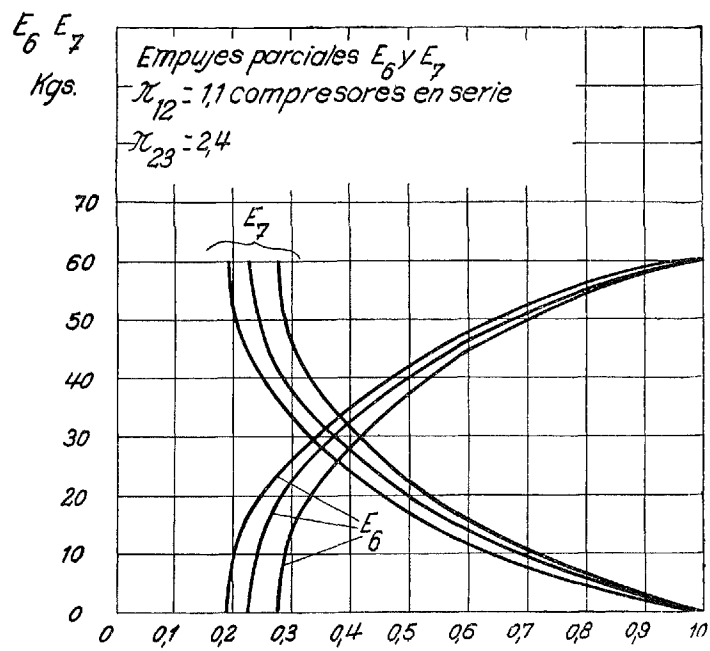


FIG. 17

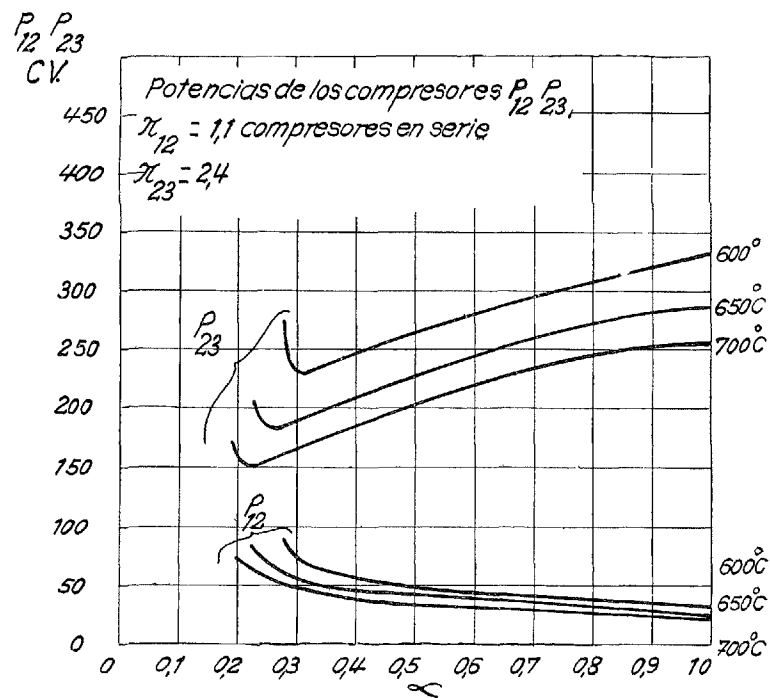


FIG. 18

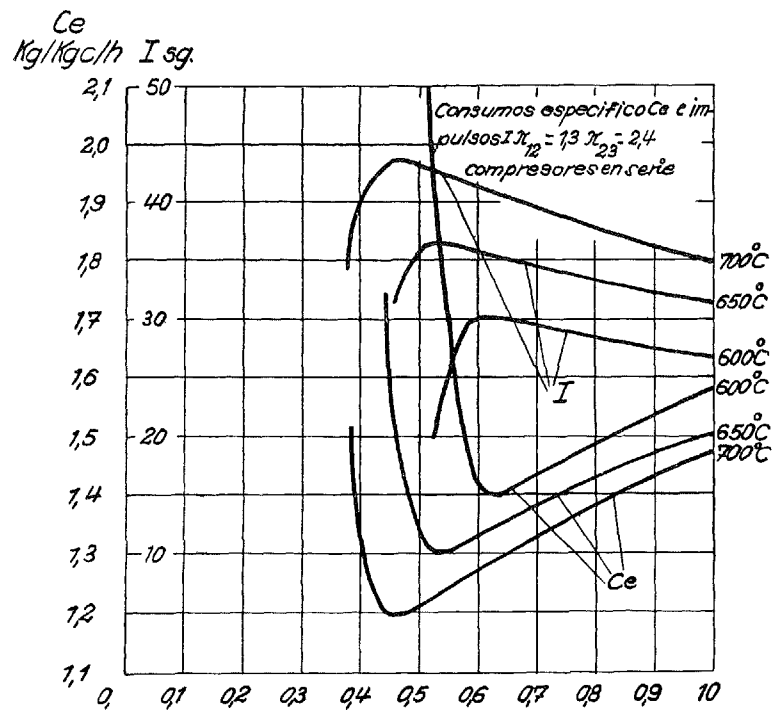


FIG. 19

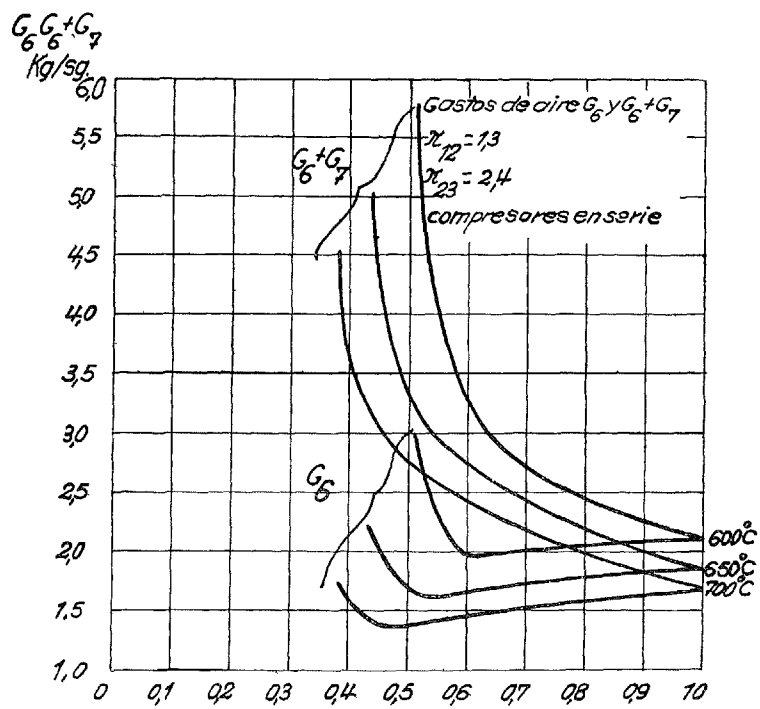


FIG. 20

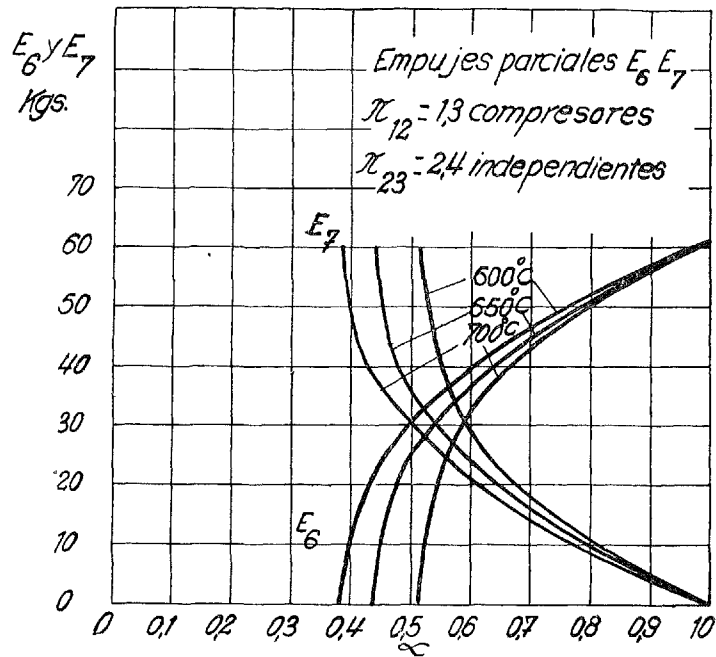


FIG. 21

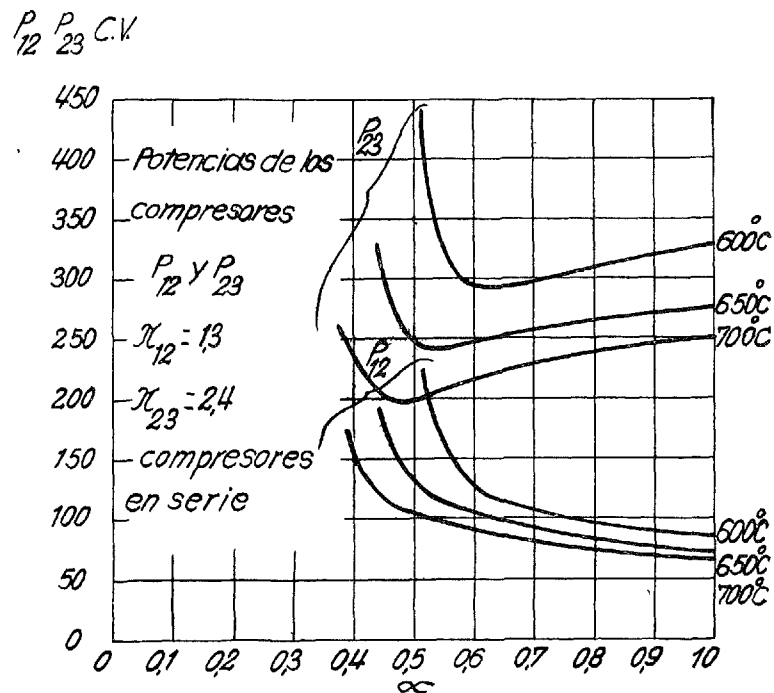


FIG. 22

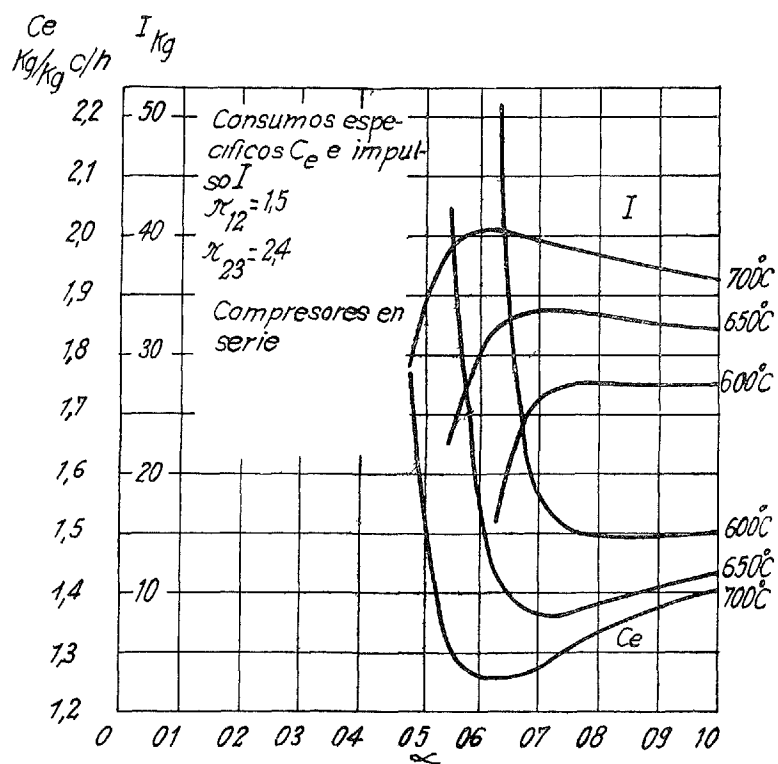


FIG. 23

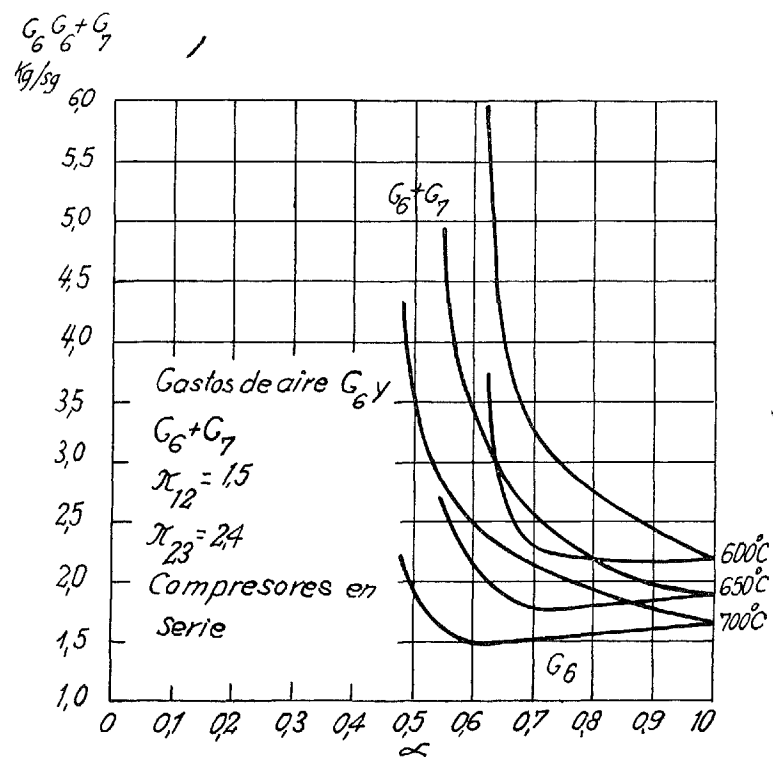


FIG. 24

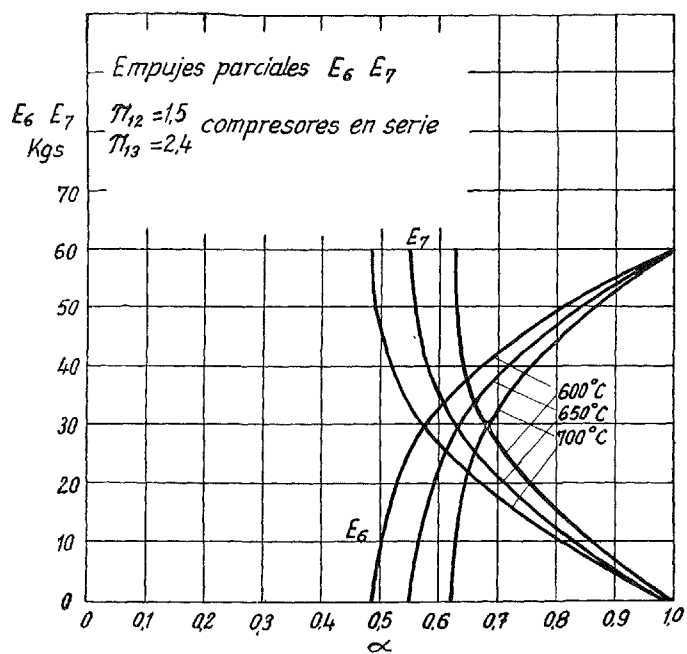


FIG. 25

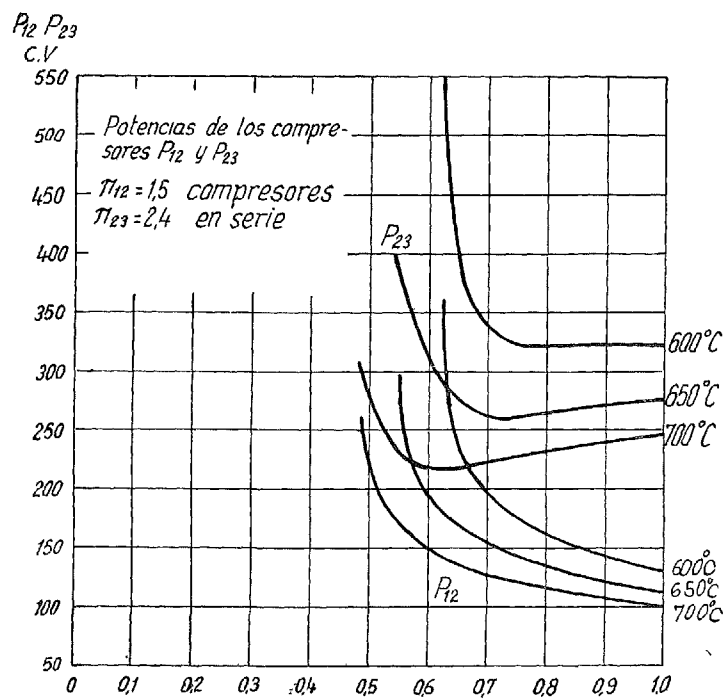


FIG. 26

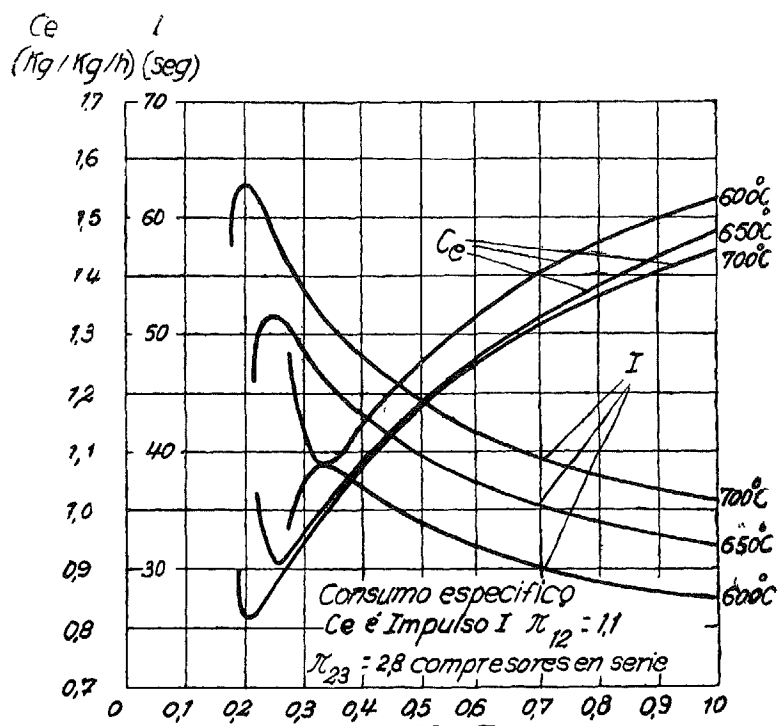


FIG. 27

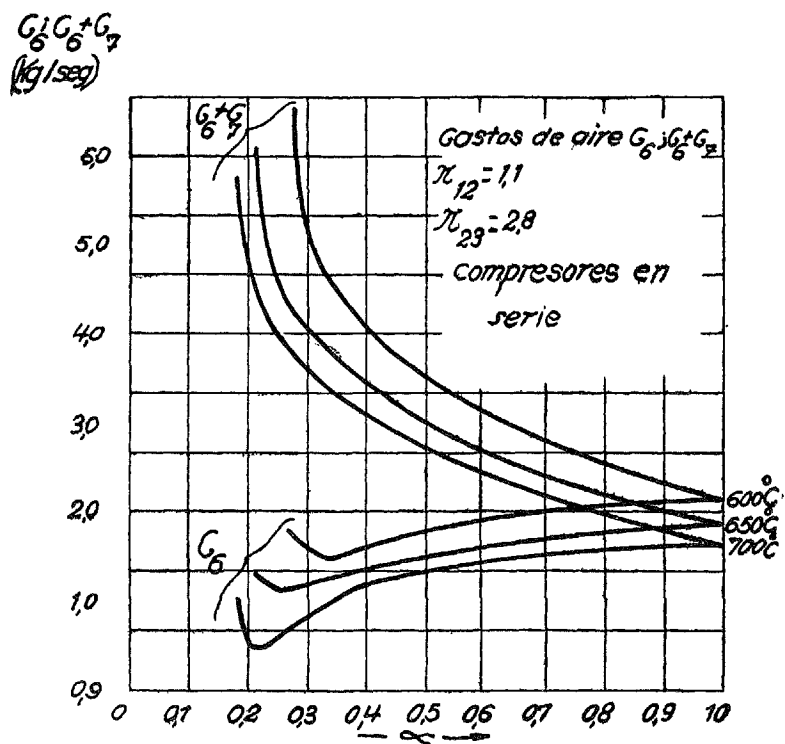


FIG. 28



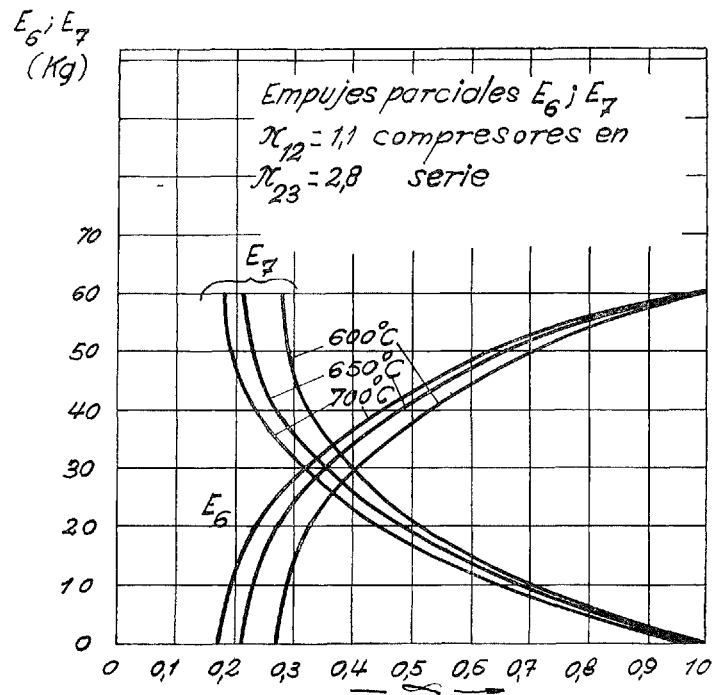


FIG. 29

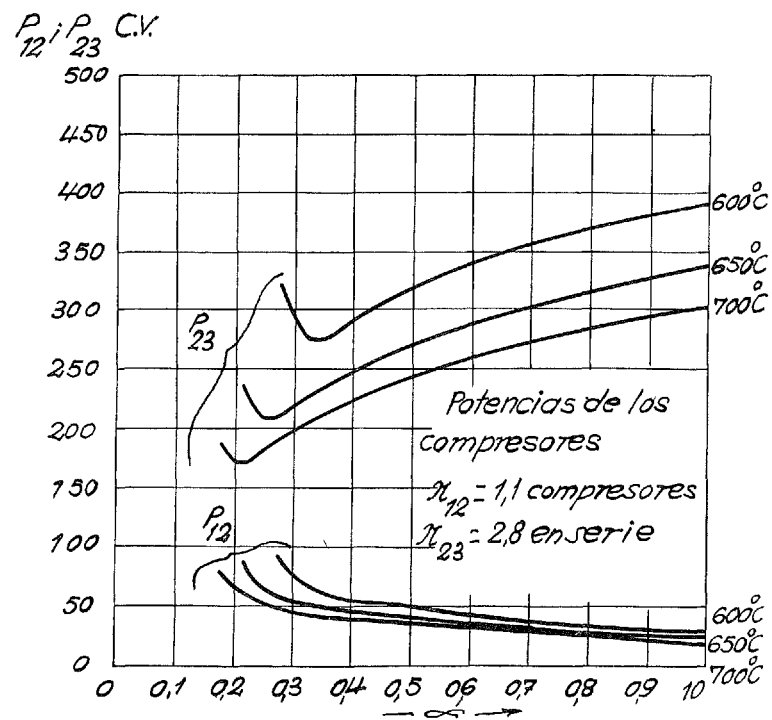


FIG. 30

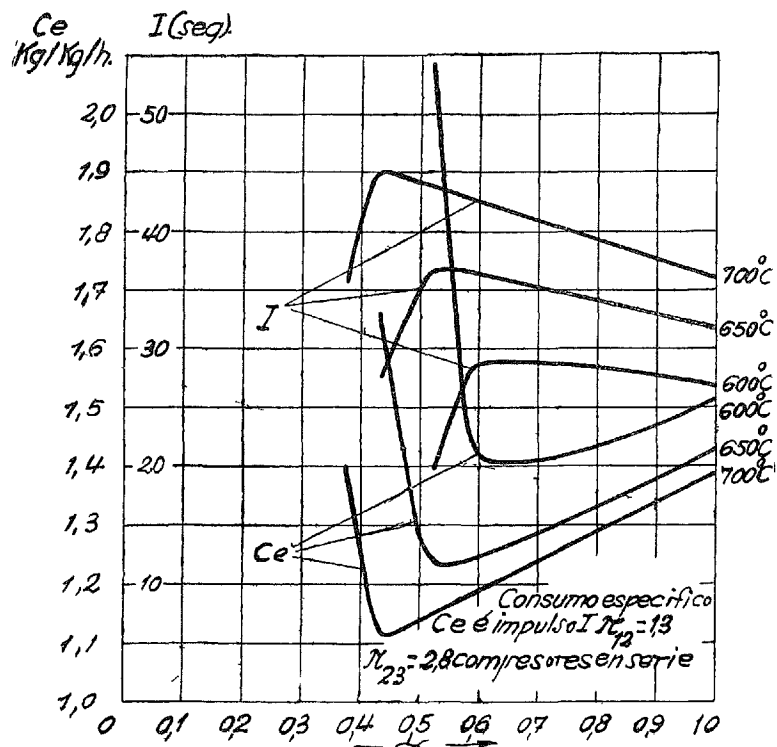


FIG. 31

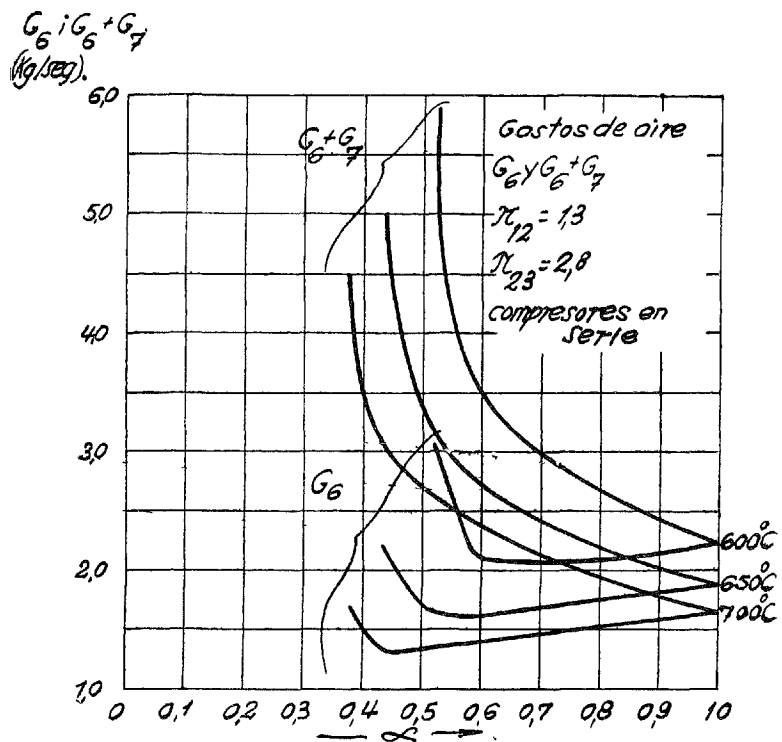


FIG. 32

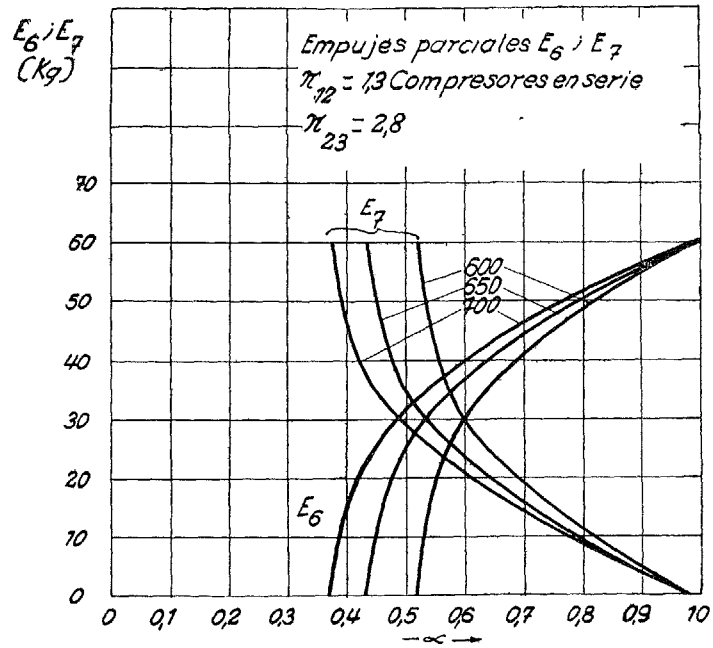


FIG. 33

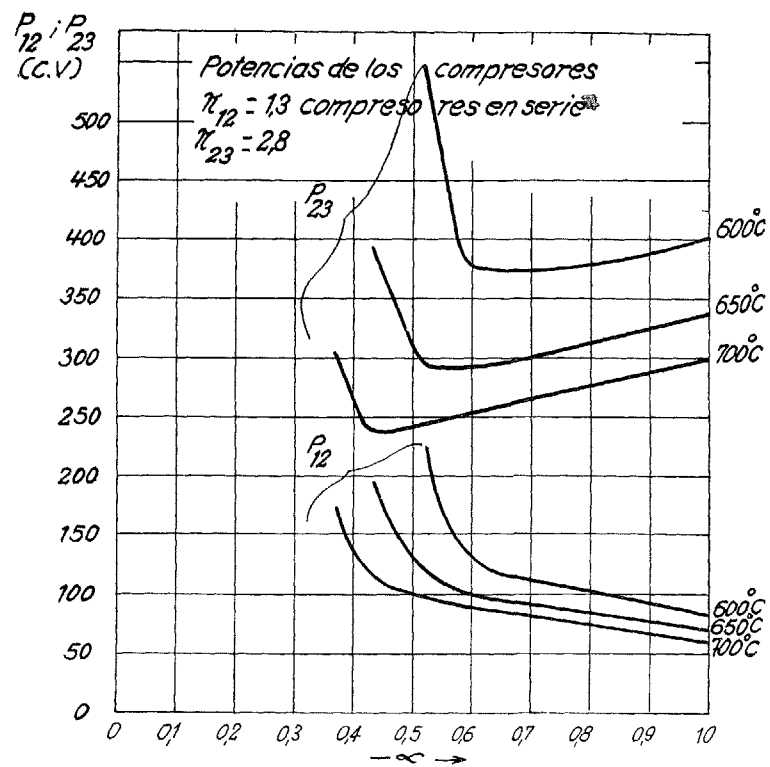


FIG. 34

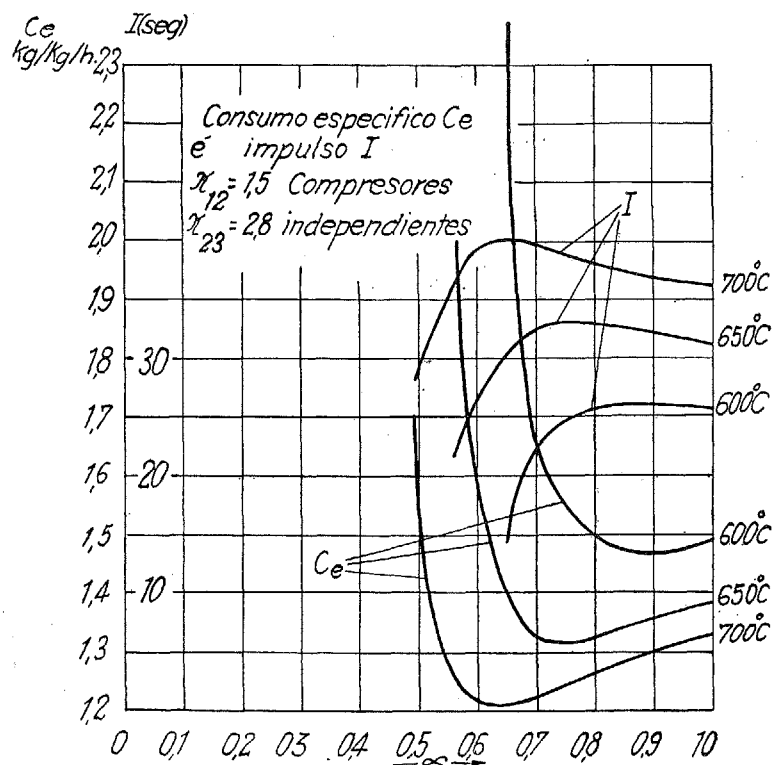


FIG. 35

$G_6 + G_7$   
 $G_6$   
 $(\text{kg/seg})$

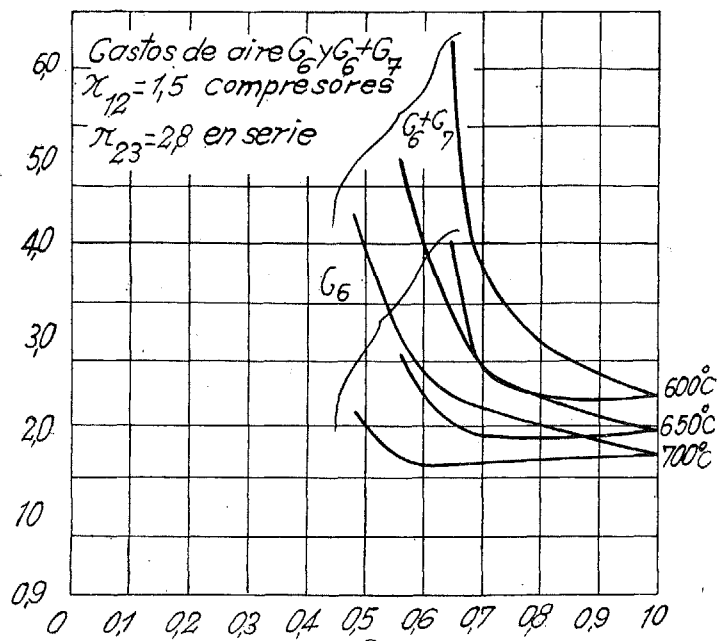


FIG. 36

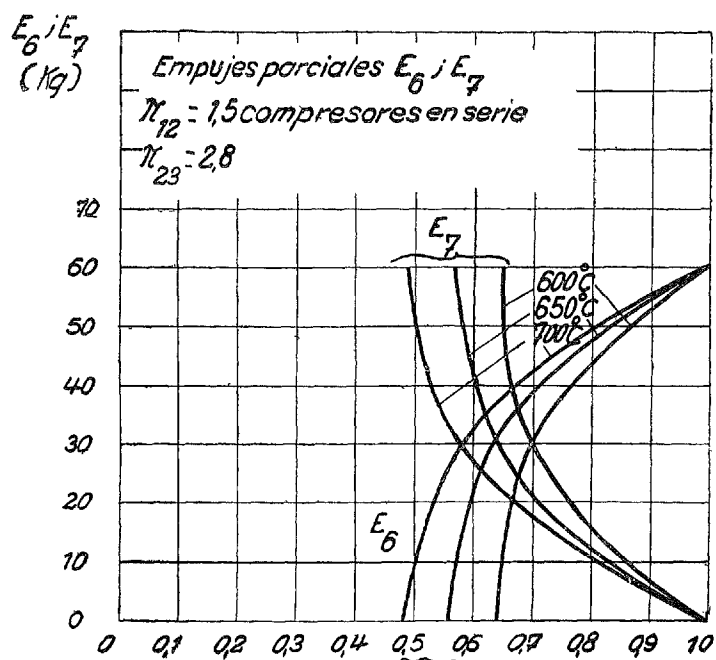


FIG. 37

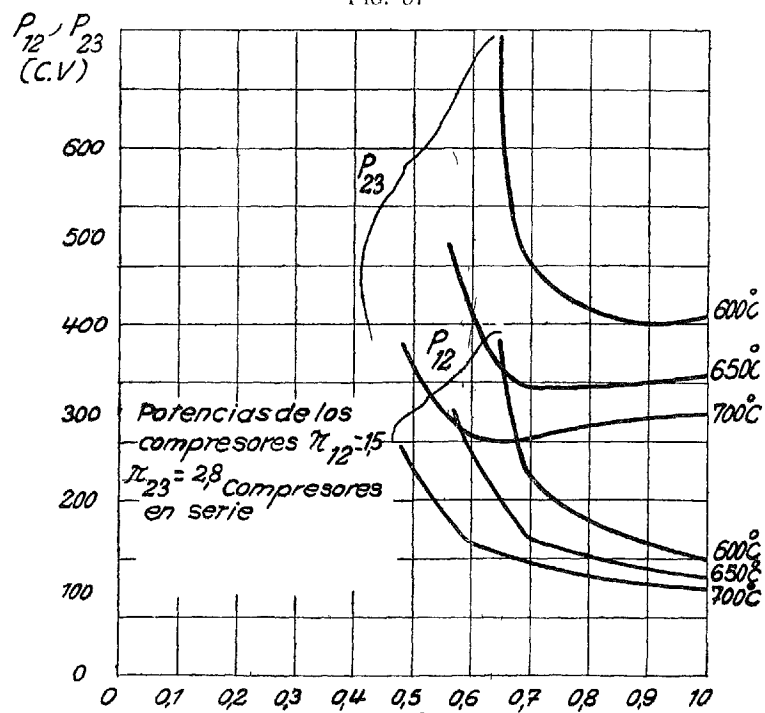


FIG. 38

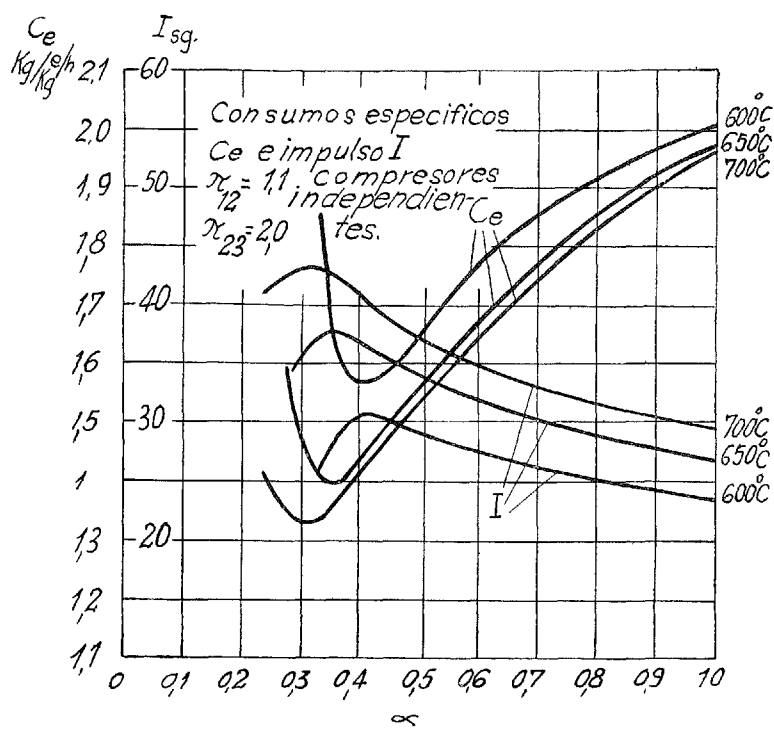


FIG. 39

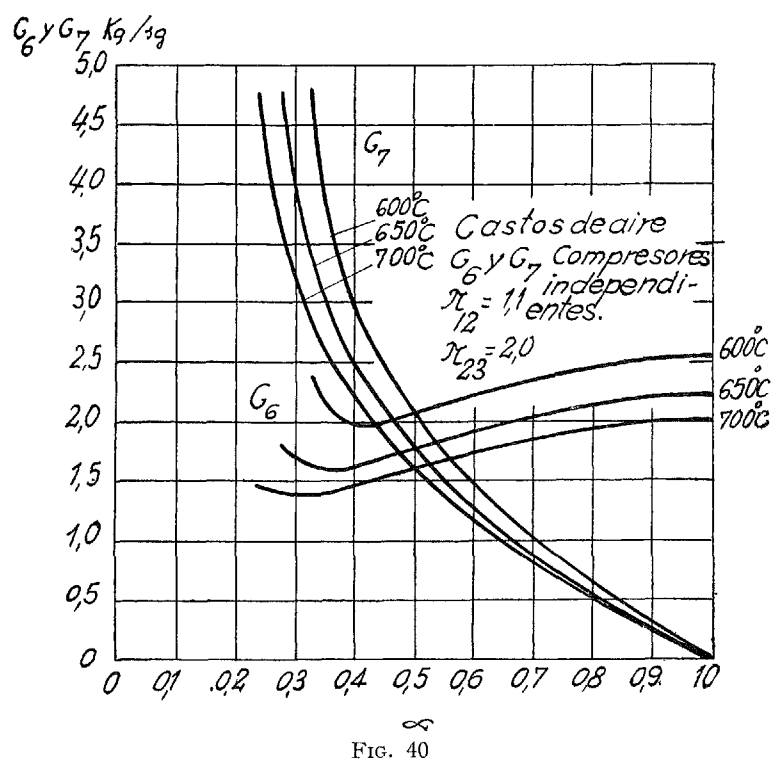


FIG. 40

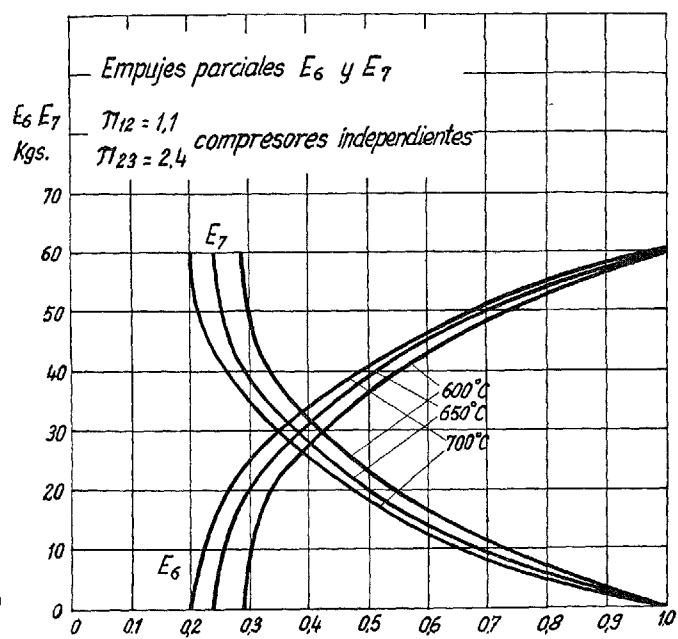


FIG. 41

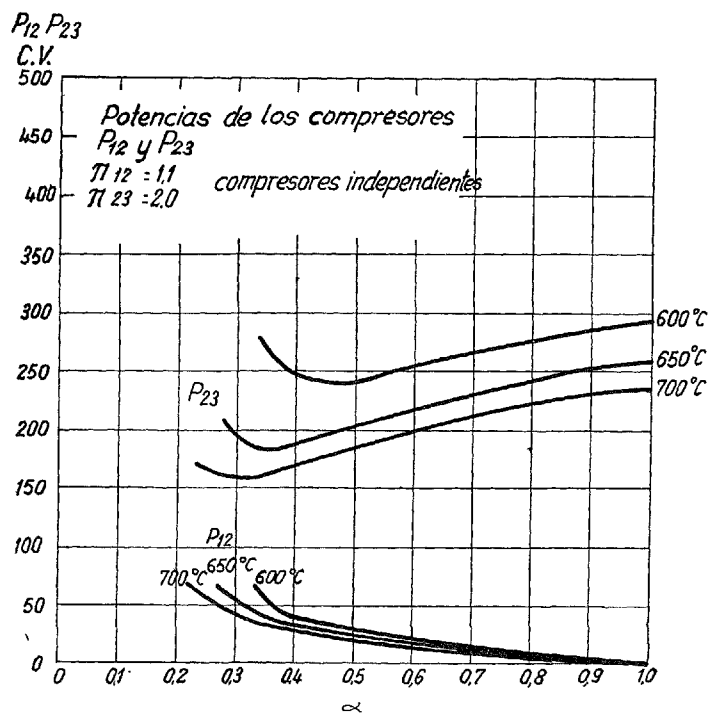


FIG. 42

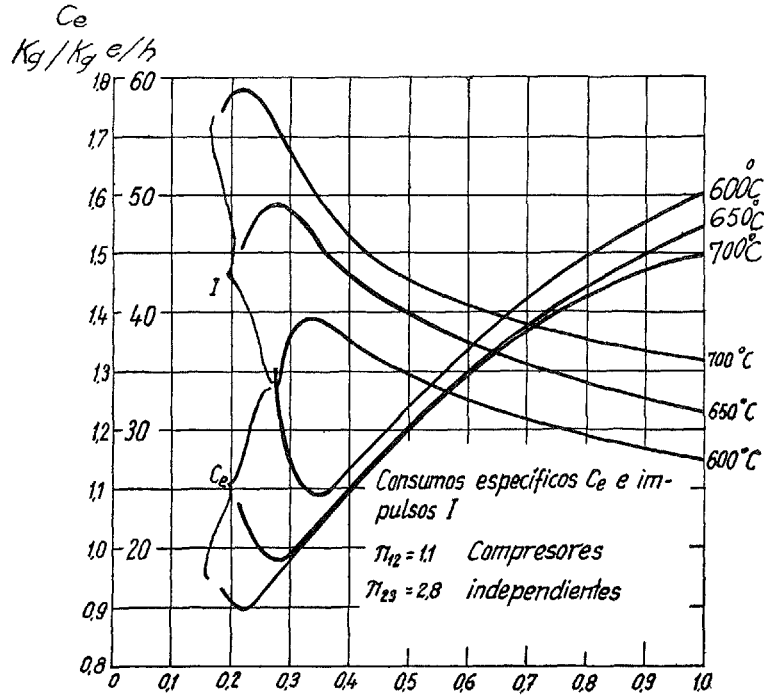


FIG. 43

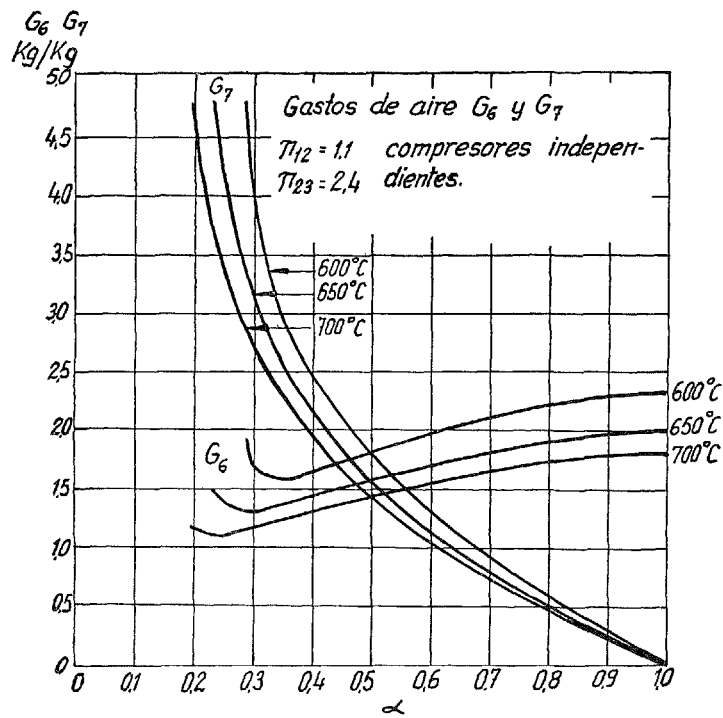


FIG. 44



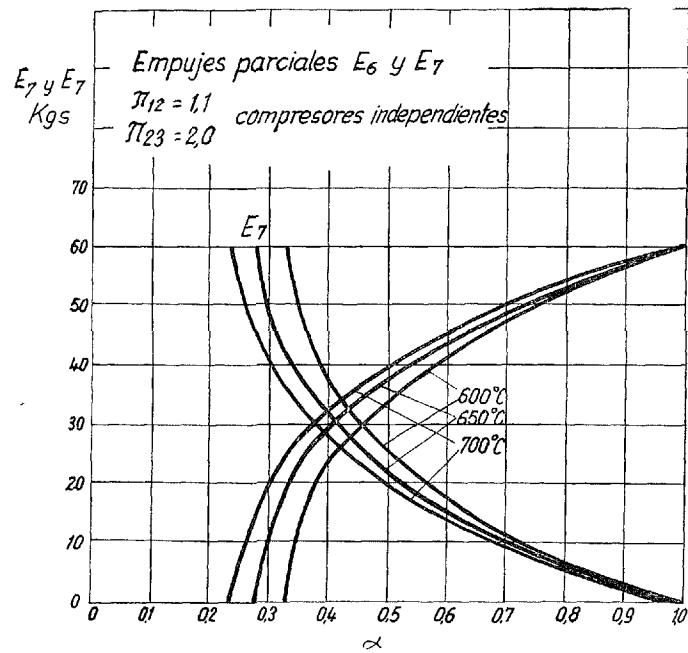


FIG. 45

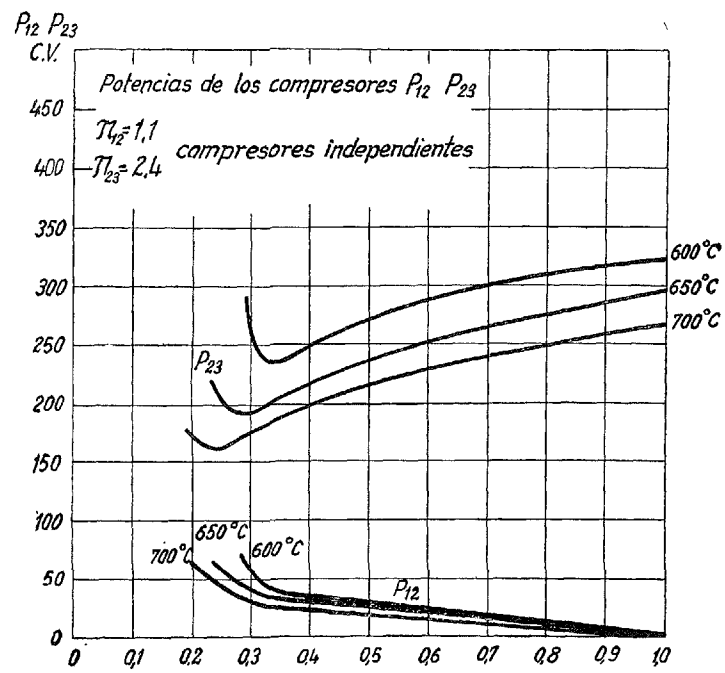
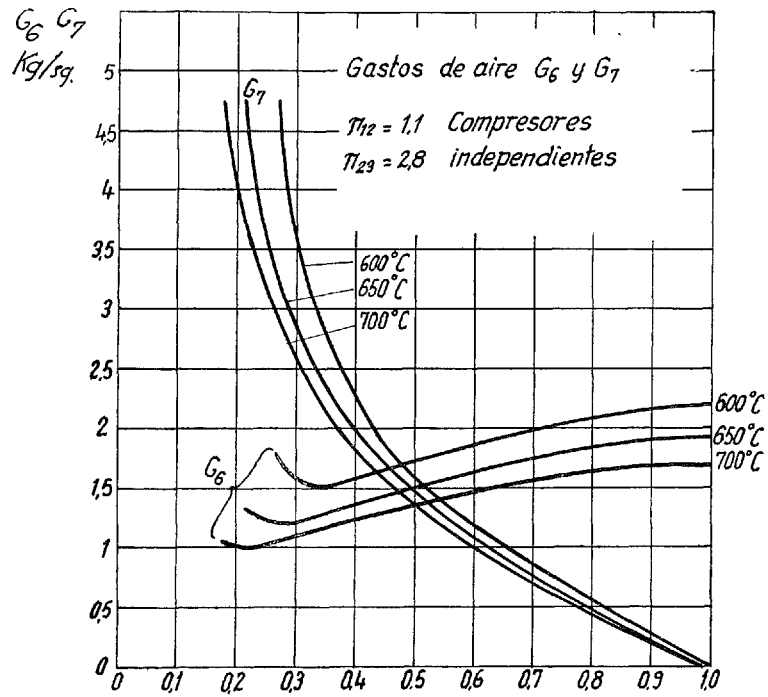
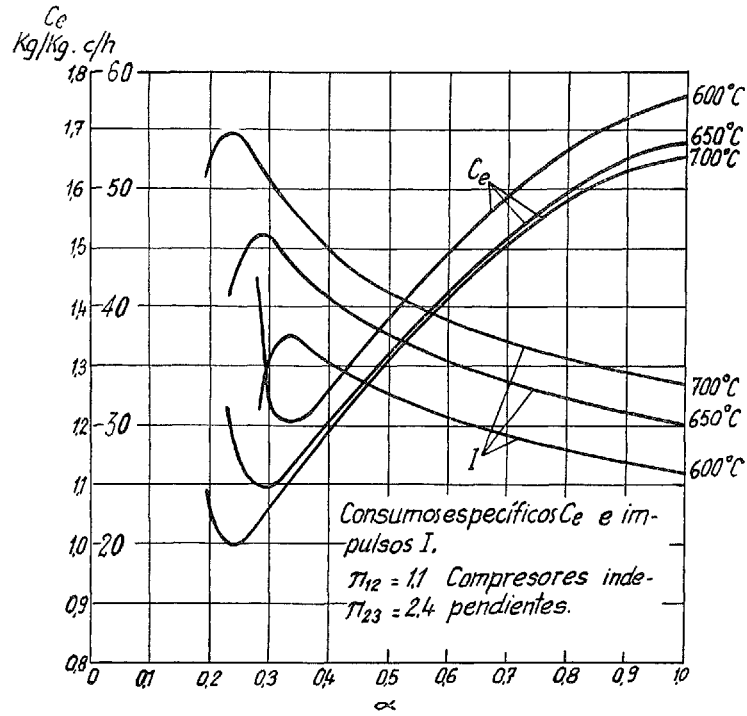


FIG. 46



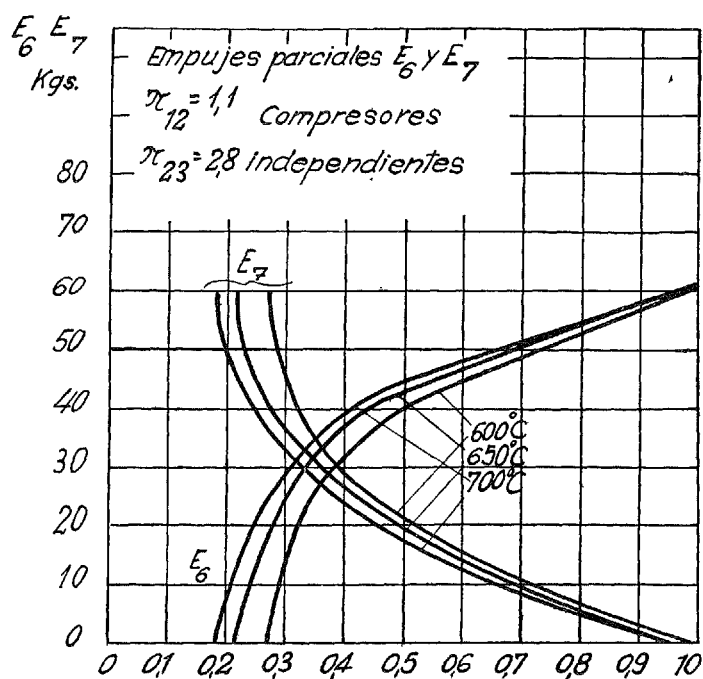


FIG. 49

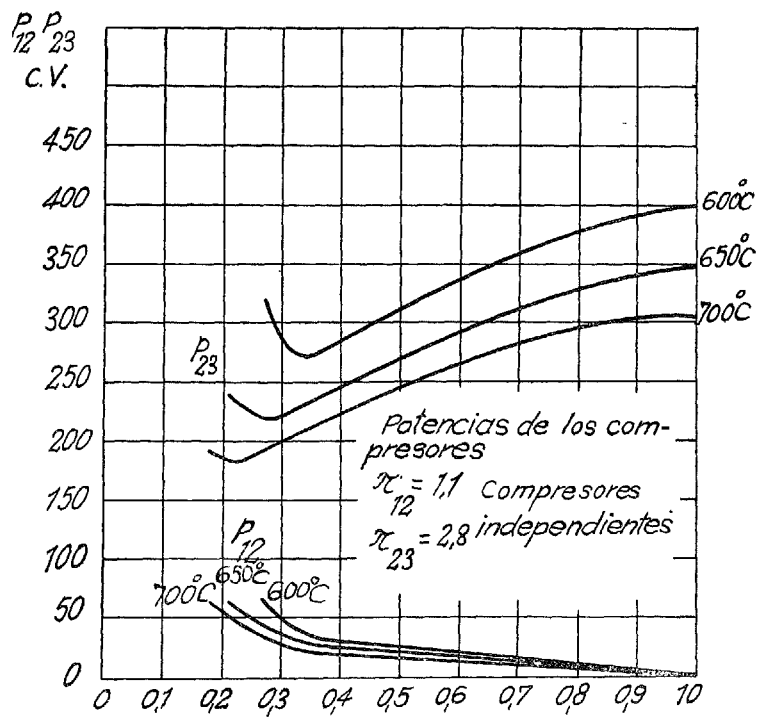


FIG. 50